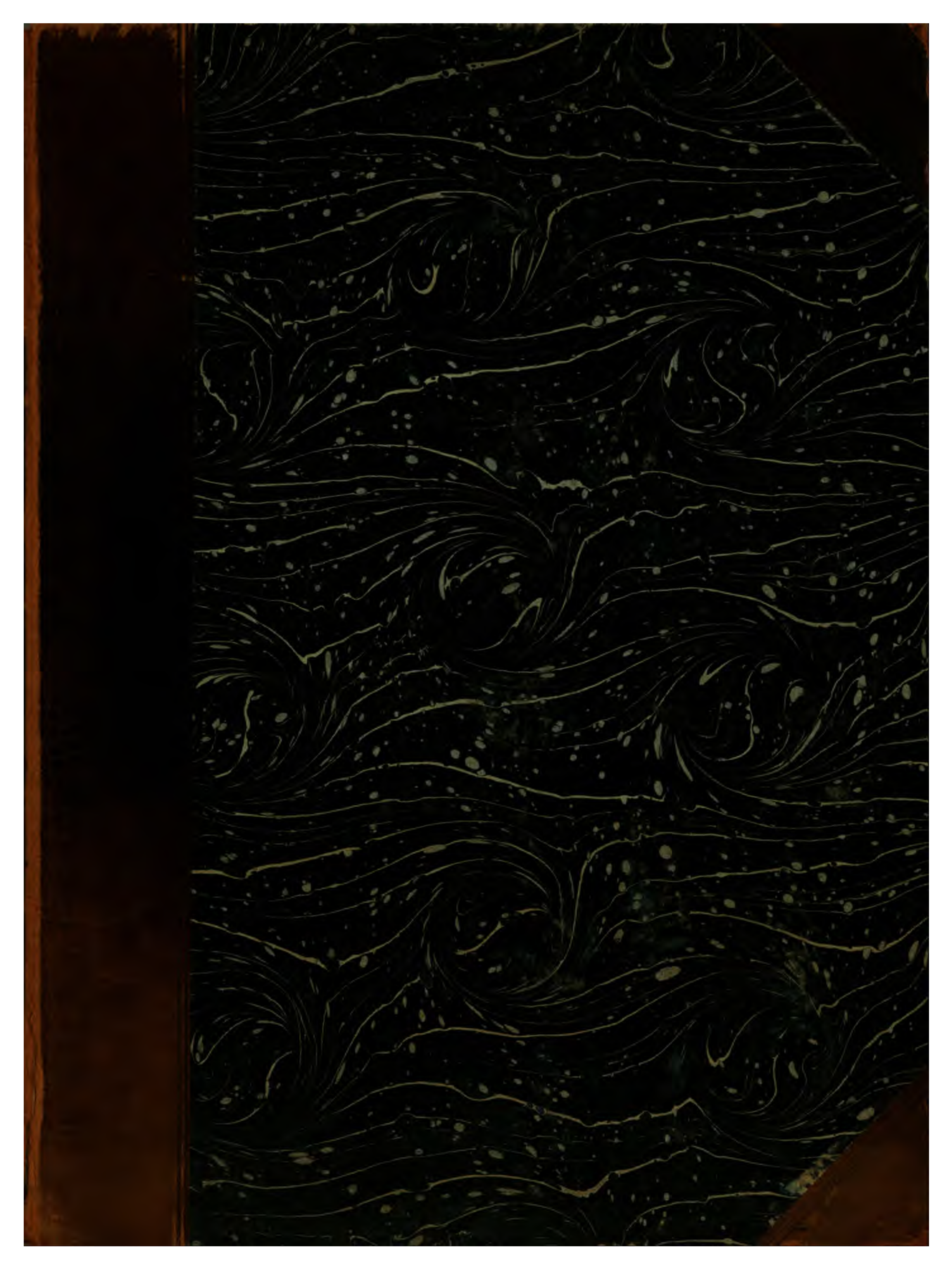



89088909502
B89088909502A


G.E. STECHERT
& Co.
YORK


Library
of the
University of Wisconsin



DIE

MASCHINEN-ELEMENTE

EIN HILFSBUCH FÜR TECHNISCHE LEHRANSTALTEN
SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM GEEIGNET

ERSTER BAND





DIE

MASCHINEN-ELEMENTE

EIN HILFSBUCH FÜR TECHNISCHE LEHRANSTALTEN
SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM GEEIGNET

ERSTER BAND



DIE

MASCHINEN-ELEMENTE

EIN HILFSBUCH FÜR TECHNISCHE LEHRANSTALTEN
SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM GEEIGNET

BEARBEITET VON

M. SCHNEIDER
INGENIEUR UND LEHRER FÜR MASCHINENBAU

IN ZWEI BÄNDEN

ERSTER BAND

MIT BEISPIELEN, 107 TEXTFIGUREN UND 77 TAFELN

BRAUNSCHWEIG
DRUCK UND VERLAG VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN
1903

VORWORT.

Als ich die Bearbeitung der vorliegenden Maschinenelemente übernahm, war mein Bestreben, den Bedürfnissen der Schule und Praxis genügend Rechnung zu tragen. Durch kurzen, aber leicht faſslichen Text, sowie durch zahlreiche Figuren glaube ich beidem entsprochen zu haben. Während eine ausgedehntere Beschreibung der Figuren durch die dem Studium der technischen Wissenschaften vorangehende praktische Tätigkeit entbehrlich wurde, fördern die vielen Vorlagen die Anschauung und die Ausbildung des Studierenden und werden dem Konstrukteur beim Entwerfen recht dienlich sein.

Für die Anwendung der aufgestellten Formeln sind vollkommen durchgearbeitete Beispiele beigegeben.

Die Berechnung der Wellen ist sowohl analytisch als graphostatisch durchgeführt. Der graphischen Behandlung ist vornehmlich bei Wellenkröpfungen der Vorzug zu geben, da sie sich bedeutend einfacher und übersichtlicher gestaltet.

Die Tafeln zeigen zum Teil auf den Rückseiten Klischees, welche zum Verständnis der Zeichnungen ganz wesentlich beitragen. Wo nicht Bezugseinheiten den Konstruktionen zugrunde gelegt sind, lassen die beigefügten Tabellen die Abmessungen derselben erkennen und dürften die Angaben der Preise und Gewichte dem in der Praxis stehenden Techniker von Wert sein. Häufig sind den Konstruktionen auch die ausgeführten Maſse eingeschrieben und können als Anhalt für andere Ausführungen dienen. Hauptsächlich maſsgebend für die Bildung der Maschinenelemente sind natürlich die Festigkeitsberechnungen, welche im Text behandelt wurden.

Die Schnitte der Zeichnungen sind der Einfachheit wegen schraffiert worden. Aus der Verschiedenheit der Schraffuren ist die Art des Materiales erkennbar; siehe Tafel 1.

Ebenso sind die Farbentöne der Materialien aus Tafel 1 zu ersehen.

Indem ich den Herren, die mich bei der Herstellung meines Buches durch Zeichnungen aus der Praxis unterstützten, bestens danke, hoffe ich, daſs mein Bestreben ein dem Techniker nützliches gewesen sein möge und empfehle das Werk den geehrten Fachgenossen einer gütigen Beurteilung.

Altenburg, im Oktober 1903.

M. Schneider.

Lager.

Achsen.

Wellen.

Kupplungen.

Schraubenverbindungen.

Der Vollcylinder, um welchen das Gewinde läuft, heifst der Schraubenkern. Den Abstand der äufsersten Punkte des Gewindes vom Schraubenkern nennt man die Gewindetiefe. Ferner versteht man unter Steigung den Weg, den die Schraube bei einer vollen Umdrehung in der Längsrichtung fortschreitet.

Läfst sich in der Praxis die Spannung oder die Kraft P, welche eine Schraube aufzunehmen hat, nicht genau bestimmen, so wählt man ihre Stärke nach dem Gefühl. Ist dagegen die Zugkraft P bekannt, so berechnet man den Kerndurchmesser nach der folgenden Formel 1)

Damit eine Drehung des Schraubenbolzens beim Anziehen der Mutter verhindert wird, macht man den Kopf sechseckig oder quadratisch; es kann dann der Kopf durch einen Schlüssel festgehalten werden. Man kann aber auch sogenannte Kopfhalter anbringen, s. Fig. 11 und 12, Taf. 3, oder Querkeile, Fig. 23, Taf. 5, bezw. Streifkeile, Fig. 24, Taf. 5.

Zur Befestigung von Metallteilen auf Stein verwendet man die Steinschraube Fig. 28, Taf. 6. Das Ausgiefsen der Steinöffnung erfolgt am besten mittels Cement, weniger empfehlenswert ist dazu Schwefel und Blei. Damit sich die Muttern durch etwaige Erschütterungen nicht lösen, wendet man Muttersicherungen an, s. Figuren Taf. 7 und 8.

Die Gegenmutter, Fig. 40, Taf. 7, ist die am häufigsten vorkommende Sicherung. Da aber letztere hier nur auf einer Vermehrung der Reibung beruht, bietet die Gegenmutter nicht absolute Sicherheit. Absolut sicher dagegen ist der Legeschlüssel, Fig. 42, Taf. 8. Die Sicherung durch Splint, Fig. 38, Taf. 7, ist zwar sehr einfach, hat aber den Nachteil, dafs bei weiterem Anziehen der Mutter auch die Sicherung wirkungslos wird.

Die Sicherung durch Keil, Fig. 39, Taf. 7, ist ganz vorteilhaft, wenn man dem Keil Anzug giebt. Es kann derselbe dann auch nachgetrieben werden.

Die Pennsche Konstruktion ist ziemlich kompliziert und findet deshalb wenig Anwendung.

Die Schrauben sollen nie auf Abscherung beansprucht werden. Konstruktionen, welche eine Abscherung des Schraubenbolzens verhindern, zeigen Fig. 35 bis 37, Taf. 7.

Man teilt die Schrauben in die beiden Hauptarten ein:

„Befestigungschrauben und Bewegungsschrauben".

Erstere erhalten fast nur scharfes Gewinde, letztere meist flaches oder Trapezgewinde. Bewegungsschrauben finden Verwendung bei Pressen u. s. w.

I. Befestigungsschrauben.

Da die Schrauben so häufige Verwendung finden und z. B. zu einem Schraubenbolzen stets wieder eine passende Mutter erhältlich sein muss, erfolgt die Herstellung der Schrauben nach einem einheitlichen System und ist in Europa am gebräuchlichsten:

a) Das Whitworthsche System (s. Taf. 1).

Es ist in englischen Zollen aufgestellt und stimmt deshalb mit dem Metermafs nicht genau überein.

Der Querschnitt des Gewindes ist ein gleichschenkliges Dreieck. Der Kantenwinkel 55°.

Sämtliche Dimensionen sind auf den äufseren Durchmesser d bezogen worden.

Es sei:

d = äufserer Durchmesser,
d_1 = Kerndurchmesser,
t = wirkliche Gewindetiefe,
t_0 = theoretische Gewindetiefe,
s = Steigung des Gewindes,
P = die in der Achsrichtung wirkende Zugkraft,
D = Durchmesser des Kreises, welcher der Mutter einbeschrieben ist,
h = Höhe der Mutter,
h_1 = Höhe des Kopfes,
U = Durchmesser der Unterlegscheibe,
u = Dicke derselben,
R = Radius der Abrundungskugel der Mutter bei kugelförmiger Abrundung derselben.

Aus der Formel für die Zugfestigkeit:

$$P = \frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot k_s,$$

wo k_s die zulässige Spannung bedeutet, welche in Rücksicht auf die Verdrehungsbeanspruchung und wegen etwaiger Erschütterungen nur zu 3 kg pro Quadratmillimeter angenommen sei,

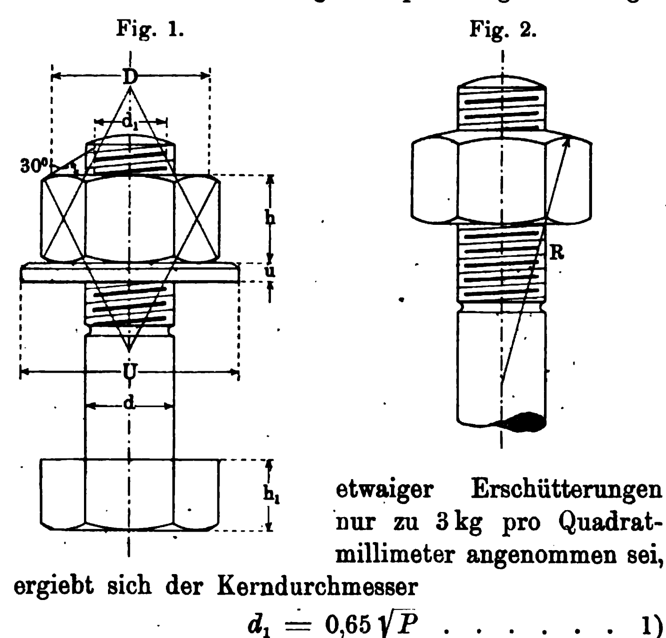


Fig. 1. Fig. 2.

ergiebt sich der Kerndurchmesser

$$d_1 = 0{,}65 \sqrt{P} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Hat die Schraube eine dauernd ruhige Zugkraft auszuhalten, so kann man k_s bis 6 kg nehmen.

Aus Formel 1) ergiebt sich die Zugkraft:

$$P = 2{,}36\, d_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Die Steigung des Gewindes ergiebt sich aus dem Quotienten $\frac{1}{n}$, wo n die bestimmte Anzahl Gewindegänge bedeutet, die bei der Systemaufstellung auf 1 engl. Zoll angenommen wurde.

Man hätte z. B. bei $d = 1''$ die Anzahl der Gänge nach Tabelle $n = 8$; also die Steigung:

$$s = \tfrac{1}{8}'' = 0{,}125'' = 0{,}125 . 25{,}4\,\text{mm} = 3{,}17\,\text{mm}.$$

Annähernd hat man:

$$s = 1 + 0{,}08\, d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

$$t_0 = 0{,}96\, s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

$$t = \tfrac{2}{3} t_0 = 0{,}64\, s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

da $d = d_1 + 2t$ ist, wird:

$$d = 1{,}1\, d_1 + 1{,}4 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Ferner sei:

$$R = 1{,}6\, D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

$$D = 5 + 1{,}4\, d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

$$h = d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

$$h_1 = 0{,}75\, d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

$$U = \tfrac{4}{3} D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

$$u = 0{,}11\, D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

Nachstehende Tabelle ist nach obigen Formeln berechnet.

Schraubentabelle nach Whitworth.

Äußerer Durchmesser der Schraube		Anzahl der Gewindegänge	Kerndurchmesser	Höhe der Mutter	Höhe des Kopfes	Schlüsselweite oder Durchmesser des der Mutter einbeschriebenen Kreises	Durchmesser des der Mutter umschriebenen Kreises	Durchmesser der Unterlegscheibe	Dicke der Unterlegscheibe	Zulässige Belastung in kg bei einer Zugbeanspruchung k_s = 3 kg pro qmm
in engl. Zollen	in mm	auf 1 Zoll engl.	in mm							
d		n	d_1	$h = d$	$h_1 = 0{,}75\,d$	$D = 5 + 1{,}4\,d$	$D_1 = 1{,}155\,D$	$U = \frac{4}{3}D$	$u = 0{,}11\,D$	P
1/4	6,35	20	4,72	7	5	15	17,5	20	1,5	52
5/16*	7,94	18	6,09	8	6	16	18,5	21	2	87
3/8	9,52	16	7,36	10	7	19	22	25	2	128
7/16*	11,11	14	8,64	12	8	22	25,5	30	3	176
1/2	12,70	12	9,91	13	10	23	27	31	3	232
5/8	15,87	11	12,92	16	12	27	31	36	3	395
3/4	19,05	10	15,74	20	14	33	38	44	4	585
7/8	22,22	9	18,54	23	17	37	43	50	4	814
1	25,40	8	21,38	26	19	41	47,5	55	5	1 074
1 1/8	28,57	7	23,87	29	21	45	52	60	5	1 340
1 1/4	31,75	7	26,92	32	23	50	58	62	6	1 700
1 3/8	34,92	6	29,46	35	26	54	62,5	72	6	2 050
1 1/2	38,10	6	32,68	39	29	59	68,5	79	7	2 520
1 5/8	41,27	5	35,28	42	31	63	73	84	7	2 940
1 3/4	44,45	5	37,84	45	33	68	78,5	91	8	3 360
1 7/8	47,62	4 1/2	40,38	48	36	72	83,5	96	8	3 840
2	50,82	4 1/2	43,43	51	38	77	89	102	9	4 450
2 1/4	57,15	4	49,02	58	43	85	98,5	113	10	5 700
2 1/2	63,50	4	55,37	64	47	94	109	125	11	7 220
2 3/4	69,85	3 1/2	60,45	70	52	103	119	137	12	8 600
3	76,20	3 1/2	66,80	77	57	112	129,5	149	13	10 500

Die mit * bezeichneten Durchmesser werden selten verwendet.

b) Das Sellersche Schraubensystem (s. Taf. 1).

Dasselbe ist hauptsächlich in Amerika eingeführt.

Der Querschnitt des Gewindes ist ein gleichseitiges Dreieck. Der Kantenwinkel beträgt 60°.

Es ist in englischen Zollen:

$$\left.\begin{array}{l} s = 0{,}24 . \sqrt{d + 0{,}625} - 0{,}175 \\ \text{oder in Millimetern} \\ s = 1{,}208 . \sqrt{d + 16} - 4{,}43 \end{array}\right\} \quad . \; . \quad 13)$$

$$t_0 = 0{,}866\, s \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 14)$$

$$t = 0{,}75\, t_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 15)$$

Der Kerndurchmesser d_1 wird auch hier, wie bei allen Schraubensystemen, von der Gewindetiefe t gemessen.

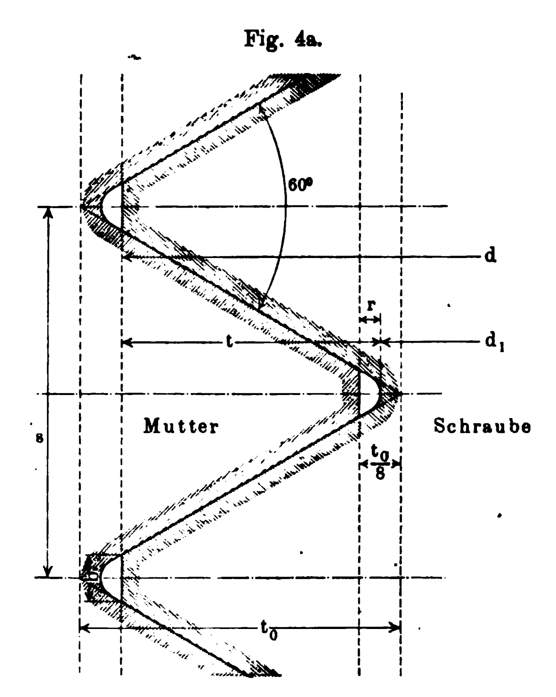
Im übrigen gelten die Formeln wie bei Whitworth.

c) Deutsches Gewinde (s. Taf. 1).

Die Veranlassung zur Herstellung des deutschen Gewindes war das Bestreben, ein auf Metermafs fufsendes Gewindesystem aufzustellen.

Der Verein deutscher Ingenieure hat deshalb nach mehreren Verhandlungen das Gewinde Fig. 4, Taf. 1 angenommen (siehe die Schlufsverhandlung Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1888, S. 883).

Fig. 4a.



Der Querschnitt dieses Gewindes ist ein gleichschenkliges Dreieck, dessen Spitze und Basis um $\frac{t_0}{8}$ durch Abflachung verringert wird.

Dieses Gewinde erschwerte jedoch, da es in Deutschland vereinzelt dastand, den Vertrieb ins Ausland. Um nun einen internationalen Ausgleich herzustellen, hat der Verein deutscher Ingenieure im Jahre 1897 für dasselbe folgende Dimensionen angenommen.

Kantenwinkel: 60°.

Abflachung $\frac{t_0}{8}$ wie bei Seller.

Das Gewinde der Schraube im Kern und das Gewinde der Mutter aussen erhält jedoch die in Fig. 4a gezeigte Ausrundung. Dabei ist, wenn wieder s = Steigung bedeutet:

$$t_0 = 0{,}866\, s; \; r = \frac{t_0}{16}; \; b = \frac{s}{8}.$$

Durch die Ausrundung dürfte das deutsche Gewinde einen wesentlichen Vorzug vor dem Sellerschen besitzen, da nach Erfahrungen bei scharfen Kanten die Schneidwerkzeuge erheblich mehr abgenutzt werden als bei Schrauben mit Abrundungen.

d) Flachgewindeschrauben (s. Taf. 1).

Der Querschnitt des Gewindes ist ein Quadrat.

Flachgewindeschrauben werden meist als Bewegungsschrauben verwendet.

d_1 ist wieder nach Formel 1) zu bestimmen.

$$t = \frac{s}{2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 16)$$

$$s = 2 + 0{,}09\, d \quad . \; . \; . \; . \quad 17)$$

$$d = 1{,}1\, d_1 + 2{,}2 \quad . \; . \; . \; . \quad 18)$$

Sonst gelten wieder die Whitworthschen Formeln; nur ist hier die Höhe der Mutter:

$$h = 1{,}5\, d \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 19)$$

e) Trapezgewinde (s. Taf. 1).

Der Gewindequerschnitt ist ein rechtwinklig gleichschenkliges Dreieck.

Der Kantenwinkel folglich 45°.

Daher:

$$t_0 = s \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 20)$$

$$t = 0{,}75\, t_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 21)$$

$$s = {}^2/_{15}\, d \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 22)$$

d ist nach Formel 18) zu bestimmen.

f) Mehrfaches Gewinde.

Man erhält mehrfaches Gewinde, wenn die Steigung einer Schraube gröfser ist als $2\,t$, wenn also die

Steigung in keinem Verhältnis zum Durchmesser der Schraube steht. Und zwar erhält man doppeltes Gewinde, wenn $\frac{s}{t} = 4$, dreifaches, wenn $\frac{s}{t} = 6$ ist.

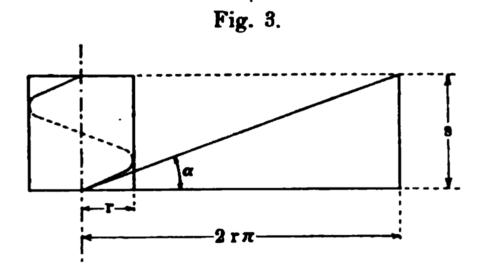
In solchen Fällen bestimmt man die Gewindetiefe aus dem Durchmesser und macht:

$$t = \frac{1}{7} \text{ bis } \frac{1}{8} d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 23)$$

II. Bewegungsschrauben (für Pressen und Schraubenwinden).

Wird nebenstehendes rechtwinkliges Dreieck so auf einen Cylinder gewickelt, dafs die Grundlinie $2 r \pi$

Fig. 3.



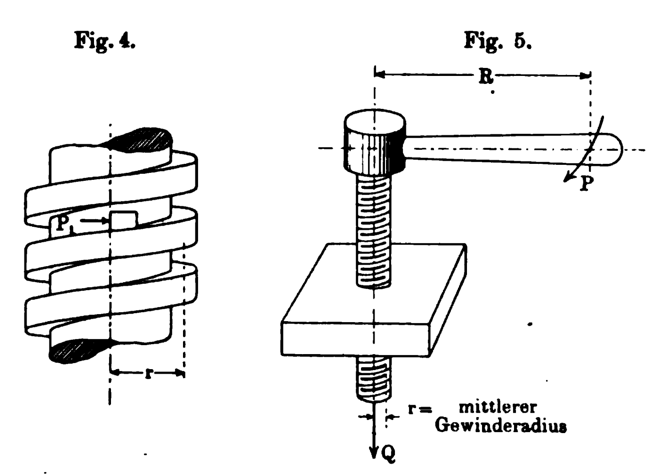
zum Umfange wird, so wird die Hypothenuse zur Schraubenlinie und s ist die Steigung der Schraube.

Die Schraube ist also eine um einen Cylinder herumgelegte schiefe Ebene.

Zur Berechnung diene der mittlere Radius und die mittlere Steigung.

Denkt man sich die Last Q in Form eines Blockes auf den Gewindegang gelegt und durch eine Kraft P_1

Fig. 4. Fig. 5.



in die Höhe geschoben, so hat man den einfachen Fall der schiefen Ebene, bei welchem die Kraft zur Basis der schiefen Ebene parallel gerichtet ist.

Es ist dann nach der Mechanik:

$$P_1 = Q \cdot tg\,(\alpha + \varrho) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

wo $tg\,\varrho = \mu$ = Reibungskoefficient ist.

ϱ heifst der Reibungswinkel.

Diese Kraft hat in Bezug auf die Schraubenachse ein Moment:

$$M = P_1 \cdot r = Q \cdot r \cdot tg\,(\alpha + \varrho) = P \cdot R \quad . \quad . \quad 25)$$

welches sich aber nur auf Hebung der Last und Reibung in der Mutter bezieht. Noch andere vorkommende Momente sind besonders zu berechnen und zu dem Werte der Formel 25) zuzuschlagen.

Soll die Last nicht heruntergehen, wenn die Kraft P aufhört zu drehen (soll also Selbsthemmung eintreten), so mufs sein:

$$\alpha < \varrho.$$

Es ist für Schmiedeeisen oder Bronze:

$\mu = tg\,\varrho = 0{,}1 \div 0{,}15$ (Reibflächen geschmiert).

Für $\varrho \sim 6$ bis $\sim 8^0 31'$; also $\alpha < 8^0 30'$.

Der Wirkungsgrad η ergiebt sich aus:

$$\eta = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{wirklich nötige Arbeit}},$$

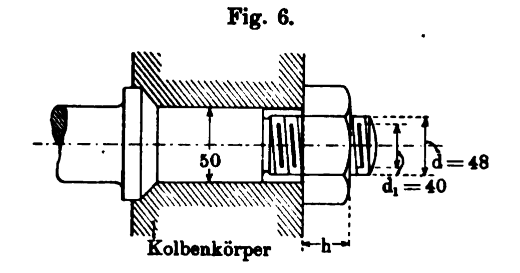
oder:

$$\eta = \frac{Q \cdot s}{P \cdot 2 R \pi} = \frac{Q \cdot 2 r \pi \cdot tg\,\alpha}{Q \frac{r}{R} \cdot tg(\alpha + \varrho) \cdot 2 R \pi} = \frac{tg\,\alpha}{tg(\alpha + \varrho)} \quad .. \; 26)$$

Beispiele.

1. **Es ist die Zugbeanspruchung im Gewinde einer Kolbenstange aus Flufsstahl sowie die Höhe der Kolbenmutter zu bestimmen. Die Zug- und Druckkraft in der Kolbenstange sei $P = 5000$ kg. Vorhandene Mafse s. Fig. 6.**

Fig. 6.



Nach Formel 1) wird:

$$P = \frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot k_z; \; k_z = \text{zulässige Beanspruchung im Gewinde,}$$

also:

$$5000 = \frac{40^2 \pi}{4} \cdot k_z$$

$$k_z = \frac{5000}{1256{,}6} = \sim 4 \text{ kg pro qmm} = 400 \text{ kg pro qcm,}$$

also zulässig, da hier $k_z = 400 \div 500$ kg pro qcm sein kann. Nimmt man die Höhe der Kolbenmutter

zu $h = 40$ mm an ($h = d$), so wird nach Formel 13) die Steigung

$$s = 1{,}208\sqrt{d + 16} - 4{,}43$$

oder:

$$s = 1{,}208\sqrt{48 + 16} - 4{,}43 = \sim \mathbf{5{,}2\,mm},$$

also die Anzahl der Gänge in der Mutter:

$$n = \frac{h}{s} = \frac{40}{5{,}2} = \mathbf{7{,}7}.$$

Für den Flächendruck ergiebt sich nun

$$P = \left(\frac{d^2\pi}{4} - \frac{d_1^2\pi}{4}\right) \cdot n \cdot k_d; \; k_d = \text{zulässige Spannung},$$

also:

$$5000 = \left(\frac{48^2\pi}{4} - \frac{40^2\pi}{4}\right) 7{,}7\, k_d,$$

und hieraus $k_d = 1{,}21$ **kg** pro qmm, also zulässig, da k_d der Sicherheit wegen hier kleiner als 150 kg pro qcm sein soll.

2. Berechnung von Schrauben eines Cylinderdeckels.

Es sei:

i = Anzahl der Schrauben,
D = Kolbendurchmesser,
e = Schraubenentfernung < 150 mm,
b = Dichtungsfläche,
p = Überdruck in Atmosphären,
$1{,}5\,p$ = Flüssigkeitsüberdruck.

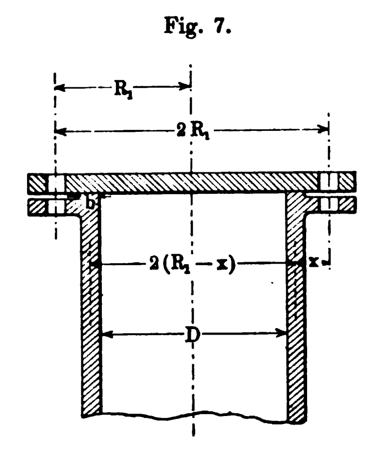
Dann ist

$$i = \frac{D \text{ in cm}}{8} + 4 \quad . \; . \; . \; . \quad \text{a)}$$

Die Entfernung der Schrauben voneinander sei nicht gröfser als 150 mm.

Wird jede Schraube mit P kg angezogen, so ist die

Fig. 7.



Schraubenkraft $i \,.\, P$; diese mufs gleich sein Dampfdruck + Dichtungsfläche-Überdruck, demnach:

$$i \,.\, P = \frac{D^2\pi}{4} \cdot p + (R_1 - x)\pi \,.\, b \,.\, 1{,}5\,p \quad . \; . \quad \text{b)}$$

Es sind hiernach die Schrauben für einen Cylinderdeckel nach Fig. 34, Taf. 7 zu berechnen.

Gegeben ist:

$D = 370$ mm,	$R_1 = 247$ mm,
$p = 7$ Atm. Überdruck,	$x = 44{,}5$ mm.
$b = 20$ mm,	

Nach Formel a) wird:

$$i = \frac{37}{8} + 4 = 8{,}6 \sim \mathbf{10\ Schrauben.}$$

Nach Formel b) wird:

$$10\,P = \frac{37^2\pi}{4} \cdot 7 + 2\,(24{,}7 - 4{,}45)\pi \,.\, 2 \,.\, 1{,}5 \,.\, 7,$$

oder:

$$10\,P = 7526 + 2540 = 10066$$

$$P = \frac{10066}{10} = \mathbf{1006\ kg.}$$

Nimmt man die Spannung $k_z = 3$ kg, so wird nach Formel 1) der Kerndurchmesser der Schraube:

$$d_1 = 0{,}65\sqrt{P} = 0{,}65\sqrt{1006} = 21 \sim \mathbf{23\ mm}$$

$$= \frac{7''}{8} \text{ nach Tabelle.}$$

3. Berechnung einer Schraubenwinde (siehe Fig. 26, Taf. 5).

Die Maximaltragfähigkeit soll $Q = 10000$ betragen. Wie werden die Abmessungen von Schraube, Mutter und Gestell, wenn die Schraube aus Schmiedeeisen (Flufseisen) und die Mutter aus Gufseisen hergestellt ist?

Nach Formel 1) wird der Kerndurchmesser der Schraubenspindel, wenn die Spannung $k_z = 3{,}5$ kg genommen wird ($k_z = 3 \div 4$ kg pro qmm bei Flufseisen)

$$\frac{d_1^2\pi}{4} \cdot 3{,}5 = 10000$$

$$\frac{d_1^2\pi}{4} = \frac{10000}{3{,}5}.$$

Hieraus:

$$d_1 = 60{,}4 \sim \mathbf{60\ mm.}$$

Nimmt man die Gewindetiefe

$$t = \frac{d_1}{8} = \frac{60}{8} = \mathbf{7{,}5},$$

so wird der äufsere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + 2t = 60 + 2.7{,}5 = \mathbf{75\,mm},$$

und der mittlere Gewinnradius

$$r = \frac{d_1 + t}{2} = \frac{60 + 7{,}5}{2} = \mathbf{33{,}75\,mm.}$$

Nimmt man ferner den Steigungswinkel

$\alpha = \mathbf{4^0 20'}$ (für Selbsthemmung und dafs $s = 2t$ wird), so beträgt die Steigung des Gewindes (s. Fig. 3, Text):

$$s = 2 r \pi . tg \alpha = 2.33{,}75\,\pi.0{,}076 = 16{,}06\,\mathrm{mm},$$

wofür

$$s \sim \frac{5''}{8} = \mathbf{15{,}87\,mm}$$

genommen wird.

Die Druckfläche eines Gewindeganges beträgt etwa:

$$2 r \pi . t = 2.33{,}75.\pi.7{,}5 \sim \mathbf{1585\,qmm.}$$

Die Flächenpressung kann hier (wegen des langsamen Ganges) etwa 0,75 kg pro qmm betragen (siehe Zapfen), damit wird die ganze notwendige Druckfläche

$$\frac{Q}{0{,}75} = \frac{10000}{0{,}75} = \mathbf{13333\,qmm.}$$

Zu dieser Fläche sind dann

$$n = \frac{13333}{1585} = \mathbf{8{,}4}$$

Gewindegänge erforderlich.

Da nun die Steigung $s = 15{,}87$ mm war, so mufs die Mutterhöhe

$$h = n.s = 8{,}4.15{,}87 = 133{,}3\,\mathrm{mm}$$

betragen.

Man nehme praktisch $h = 2d$, also hier $h = 2.75$ $= \mathbf{150\,mm.}$

Gestell und Schlitten sind aus Schmiedeeisen und können nach Zeichnung, Fig. 26, ausgeführt werden.

Schliefslich hätte man für einen Reibungskoefficienten

$$\mu = tg\,\varrho = 0{,}12,$$

also für

$$\varrho = 6^0 50'$$

den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)} = \frac{tg\,4^0 20'}{tg\,(4^0 20' + 6^0 50')} = \frac{0{,}076}{0{,}197} \sim \mathbf{0{,}4.}$$

Ist noch der Hebelarm $R = 970$ mm genommen, so wird die zum Heben der Maximallast erforderliche Kraft nach Formel 25):

$$P = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot tg\,(\alpha + \varrho) = 10000 \frac{33{,}75}{970}\, tg\, 11^0 10'$$
$$= \mathbf{P \sim 68{,}5\,kg.}$$

Nimmt man nun die Kraft eines Arbeiters am Ratschenhebel bis 34 kg an, so sind

$$\frac{68{,}5}{34} \sim 2 \text{ Mann}$$

zum Heben dieser Last erforderlich.

4. Wie viel Schrauben sind erforderlich, um eine Strapse an eine Schubstange aus Fichtenholz (bei Sägegattern) zu befestigen, wenn die Zugkraft in der Schubstange $P = 2500$ kg beträgt, und wie grofs ist die Entfernung e der Schrauben untereinander? (siehe Fig. 43, Taf. 8).

In diesem Falle wirkt die Zugkraft P nicht in der Achsrichtung der Schrauben und sind die Schrauben so zu berechnen, dafs durch die Anziehung der Schraubenmuttern die Reibung zwischen dem unbearbeiteten eisernen Strapsenbügel und der hölzernen Schubstange so grofs wird, dafs dieselbe der Zugkraft $P = 2500$ kg widersteht.

Ist wieder

d_1 = Kerndurchmesser der Schraube,
i = Anzahl der Schrauben,
$\mu = 0{,}2$ = Reibungskoefficient für Eisen auf Holz,

so hat man die Kraft zum Anziehen der Schraubenmuttern

$$i \cdot \frac{d_1^2\,\pi}{4} \cdot k_z.$$

Diese Kraft ist der Normaldruck zur Reibfläche.

Nach der Mechanik ist nun

Reibung = Normaldruck × Reibungskoefficient,

folglich ist die

$$\text{Reibung} = i \cdot \frac{d_1^2\,\pi}{4} \cdot k_z \cdot \mu.$$

Da durch das Anziehen der Schraubenmuttern hier die Reibung auf zwei Flächen auftritt, so ist bei diesem Beispiel

$$\text{Reibung} = 2 . i \cdot \frac{d_1^2\,\pi}{4} \cdot k_z \cdot \mu.$$

Diese Reibung soll grofs genug sein, der Zugkraft P zu widerstehen, mithin

$$P \leqq 2 . i \cdot \frac{d_1^2\,\pi}{4} \cdot k_z . \mu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{a)}$$

Nimmt man $k_z = 4{,}5$ kg pro qmm und wählt eine Schraubenstärke $d = 22$ mm, also $d_1 = 18\,\mathrm{mm} = \frac{7''}{8}$ nach Tabelle (die Schraubenstärke werde nicht unter $\frac{5''}{8}$ genommen, damit der Bügel gut angeprefst wird) so ergiebt sich aus Formel a) die Schraubenzahl

$$i \geqq \frac{4 \cdot P}{2 d_1^2 \pi \cdot k_s \cdot \mu} \geqq \frac{4 \cdot 2500}{2 \cdot 18^2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}2} = 5{,}46$$

$$i \sim 6 \text{ Schrauben.}$$

Die Entfernung e der Schrauben untereinander ergiebt sich bei einer Flächenpressung $k = 0{,}25 \div 0{,}30$ kg pro qmm aus der Gleichung:

$$P' \leqq b \cdot e \cdot k \quad \ldots \ldots \quad \text{b)}$$

P' ist hierbei die Zugkraft einer Schraube; letztere ergiebt sich nach Formel a) zu:

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot k_s = \frac{P}{i \cdot \mu \cdot 2} = P',$$

oder:

$$P' = \frac{2500}{6 \cdot 0{,}2 \cdot 2} \sim \mathbf{1040\ kg.}$$

Wählt man $k = 0{,}27$ kg und ist die Breite des Bügeleisens $b = 60$ mm, so erhält man aus Formel b) die Schraubenentfernung

$$e \geqq \frac{P'}{b \cdot k} = \frac{1040}{60 \cdot 0{,}27} = 64{,}2 \text{ mm.}$$

Damit beim Anziehen der Muttern der Schraubenschlüssel gut Platz hat, sei $e = 70$ **mm** genommen.

Prüft man schliefslich noch diese Verbindung auf Abscherung, so hat man als abzuscheerenden Querschnitt:

$$F = 2 \cdot h_m \left[\sum (e - d) + x\right],$$

mithin mufs sein:

$$P = 2 h_m \cdot \left[\sum (e - d) + x\right] \cdot k_s \quad \ldots \quad \text{c)}$$

Die zulässige Scherspannung kann hier $k_s = 0{,}07 \div 0{,}1$ kg pro qmm betragen.

Setzt man in Formel c) die Werte ein und ist die mittlere Höhe $h_m = 90$ mm und $x = 70$ mm, so ergiebt sich:

$$2500 = 2 \cdot 90 \left[5\ (70 - 22) + 70\right] \cdot k_s.$$

Hieraus:

$$k_s = \frac{2500}{2 \cdot 90 \cdot 310} \sim \mathbf{0{,}045\ kg\ pro\ qmm.}$$

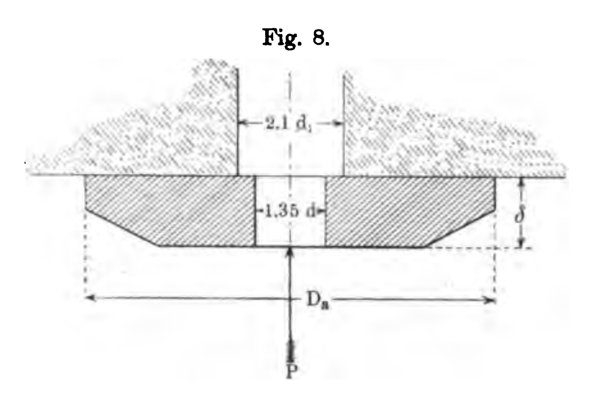
Dieser Wert ist zulässig. Der Keil kann bei dieser Konstruktion nach dem Eintreiben durch Aufspalten desselben gesichert werden.

5. **Es ist die Ankerplatte nach Fig. 33, Taf. 6 zu berechnen.**

Die in der Zeichnung eingetragenen Verhältnisse ergeben sich wie folgt:

Für die Flächenpressung

Fig. 8.



zwischen Quader und Ankerplatte ist höchstens 0,1 kg pro qmm zu setzen, man hat daher die Gleichung:

$$P = \left[\frac{D_a^2 \cdot \pi}{4} - (2{,}1\, d_1)^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right] \cdot 0{,}1,$$

oder, da bei 3 kg Zugspannung der Schraube dieselbe nach Gleichung 2) eine Zugkraft $P = 2{,}36\, d_1^2$ kg aufnimmt, folgt:

$$2.36\, d_1^2 = \frac{\pi}{4}\left[D_a^2 - 4{,}41\, d_1^2\right] \cdot 0{,}1.$$

Hieraus ergiebt sich der Durchmesser:

$$D_a = 6{,}8\, d_1 \sim 7\, d_1.$$

Die Stärke δ kann nur annähernd gefunden werden. Man nehme dieselbe $\delta = \mathbf{1{,}2}\, d$ oder $\sim \mathbf{1{,}4}\, d_1$.

Nieten und Nietverbindungen.

Die Nietungen zerfallen

1. in solche, welche nur fest sein sollen (Eisenkonstruktionen),
2. in solche, welche fest und dicht sein sollen (an Dampfkesseln, überhaupt Gefäfsen unter hohem innerem Druck),
3. in solche, welche nur dicht sein sollen (an Wasserbehältern).

Bei den Nietverbindungen werden Ecken und Kanten hergestellt durch Umbördeln des Bleches oder durch Zwischennieten von ∟-Eisen. Die mittlere Stärke des ∟-Eisens nehme man möglichst gleich der Blechstärke. ∟-Eisen und T-Eisen werden auch häufig zur Versteifung gröfserer Flächen aufgenietet.

Die Verhältnisse der deutschen Normalprofile für Walzeisen befinden sich in Tabellen im letzten Teile dieses Werkes.

Statt starker I-Träger wendet man häufig auch zusammengenietete Träger an, s. Fig. 52, Taf. 10. Die Kastenträger, Fig. 50, Taf. 9, finden Verwendung, wenn bei einer gewissen Belastung der Träger in Rücksicht auf die Räumlichkeit nur eine bestimmte Höhe haben darf.

Die Schüsse genieteter Rohre (Kessel) werden bis zu einem Durchmesser von 1,2 m aus einer Blechtafel gebogen. Gröfsere Durchmesser werden hergestellt durch Zusammennieten mehrerer Blechtafeln (s. Fig. 62 u. 63, Taf. 11 u. 12).

Fig. 62, Taf. 11 zeigt einen cylindrischen Kesselschufs mit gewölbtem Boden. Fig. 66, Taf. 12 zeigt den Oberteil eines Schiffsdampfkessels mit ebenem Boden. Im allgemeinen wendet man jedoch ebene Kesselböden selten an, da dieselben grofsem Druck schlecht zu widerstehen vermögen. Sie müssen daher auch verankert werden. Letzteres geschieht durch angenietete Blechanker oder durchgehende Bolzen, wie Fig. 66, Taf. 12 zeigt.

Die Kesselböden werden in den Walzwerken durch hydraulische Pressen gebogen und von den Werken fertig geliefert.

Fig. 72, Taf. 14 und 15 zeigt einen cylindrischen Wasserbehälter, dessen Boden die Gestalt eines Kugelabschnittes hat. Diese Konstruktion findet vorteilhafte Anwendung bei Wasserthürmen, überhaupt, wenn gröfsere Flüssigkeitsmengen in Behältern aufbewahrt werden sollen.

Werden in Rücksicht auf bauliche Verhältnisse kastenförmige Behälter zur Aufnahme gröfserer Mengen Flüssigkeiten verwendet, so müssen dieselben besonders stark verankert werden, da sie andernfalls dem Flüssigkeitsdruck nicht stand halten.

Zur Aufnahme kleiner Flüssigkeitsmengen sind kastenförmige Behälter aber auch ganz vorteilhaft (s. Fig. 73, Taf. 14 und 15, s. auch S. 15).

Eine Verankerung durch Schraubenbolzen zeigt Fig. 74, Taf. 14 und 15.

Damit sich die Flüssigkeit nicht durch die Gewindegänge des Schraubenbolzens hindurchzwängen kann, werden die Gewindegänge vor dem Aufschrauben der Mutter mit Mennige bestrichen. Ebenso wird zur Dichtung unter die Unterlegscheibe Gummi oder mit Mennige getränkte Leinwand gelegt.

Normalpreise für Bleche, aufgestellt vom Verbande der Deutschen Grobblech-Walzwerke.

Bleche aus Flufseisen.

Bei einer Dicke von	5 bis unter 6 mm	6 bis unter 7 mm	7 bis unter 8 mm	8 bis unter 9 mm	9 bis unter 10 mm	10 mm und darüber
Breite und Durchmesser in mm . .	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Fläche in qm . . .	5,5	6	6,5	7	7,5	8
Gewicht in kg . . .	500	600	700	800	900	1000

Bleche aus Schweifseisen.

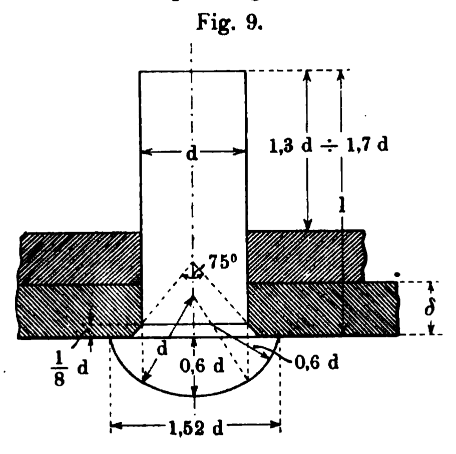
Bei einer Dicke von	5 bis unter 7 mm	7 bis unter 10 mm	10 mm und darüber
Breite bei rechteckigen Platten in mm . . .	1500	1700	1700
Fläche bei rechteckigen Platten in qm	4,5	6	6
Durchmesser bei runden Platten in mm	1600	1800	1900
Gewicht in kg	500	500	500

Der Nietbolzen.

Der Nietbolzen besteht aus Schaft und Kopf. Die Länge des Schaftes zwischen den Köpfen mufs kleiner als $4d$ sein, weil sich sonst nicht der ganze Nietbolzen anstaucht, sondern zum Teil liegt.

Fig. 9 zeigt die Gestalt eines Nietes vor der Vernietung. Der Setzkopf zeigt eine annähernd halb-

Fig. 9.



kugelförmige Gestalt. Der Schliefskopf erhält dieselbe Form und wird angestaucht an Ort und Stelle der Verwendung. Die Kopfform nach Fig. 9 wird nur für feste Verbindungen angewendet.

Fig. 10. Fig. 11.

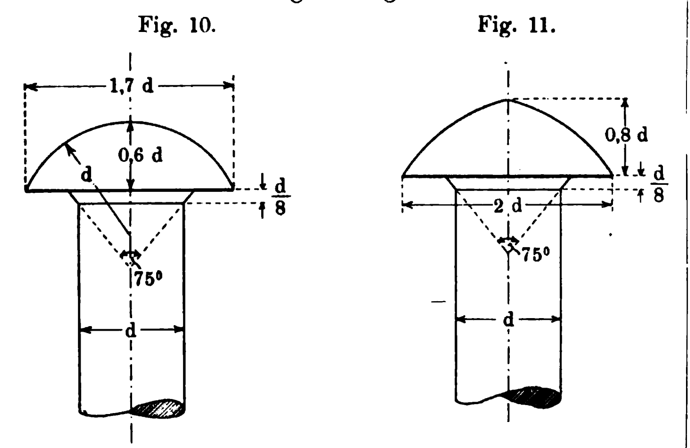
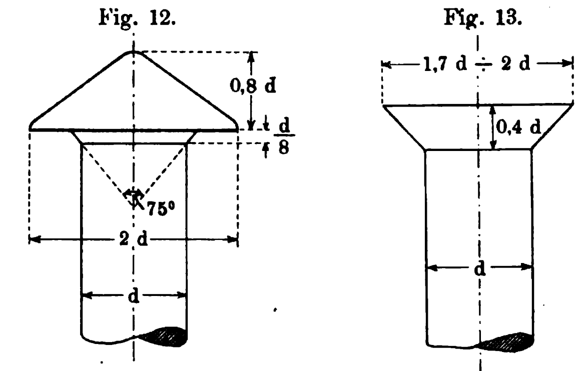


Fig. 10 zeigt eine Kopfform für dichte und feste Verbindungen. Fig. 11 eine konoidische, mit dem Gesenk gestaltete. Wird der Schliefskopf mit dem Handhammer gebildet, so erhält der Kopf das Aussehen der Fig. 12.

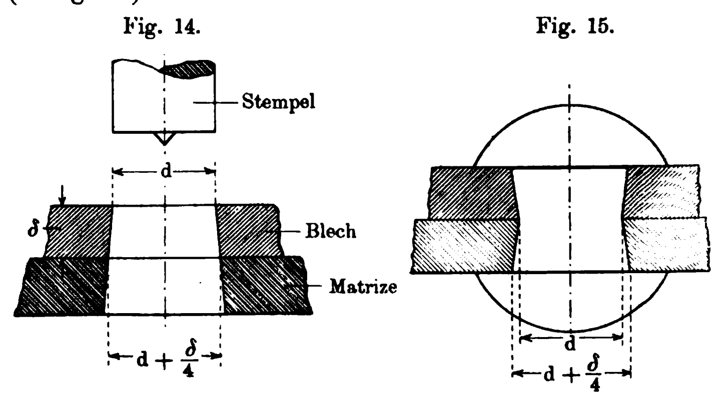
Fig. 13 zeigt den versenkten Kopf. Derselbe wird angewendet, wenn vorstehende Köpfe vermieden werden sollen.

Fig. 12. Fig. 13.



Macht man die Öffnung der Matrize um ein Viertel Blechdicke gröfser als das Kaliber des Stempels an der Lochstanze, so erhält nach Versuchen v. Reiches das Blech beim Stanzen ein glattes, konisches Loch (s. Fig. 14).

Fig. 14. Fig. 15.

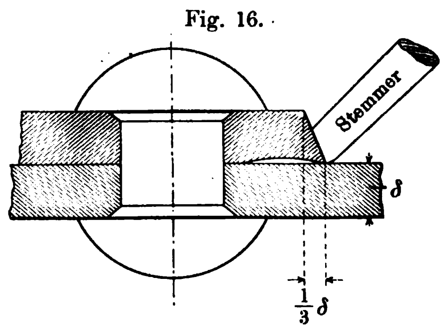


Eine so hergestellte Nietung zeigt die Form der Fig. 15.

Zur Bildung des Schliefskopfes mufs eine Schaftlänge von $1{,}3\,d \div 1{,}7\,d$ aus dem Loche hervorsehen (s. Fig. 9).

Bei Nietverbindungen, welche dicht sein sollen, ist der Rand der Bleche und meistens auch der der Nietköpfe fest anzustemmen (s. Fig. 16). Zu diesem Zwecke

Fig. 16.



schrägt man die Bleche um ein Drittel ihrer Stärke ab, wie Fig. 16 zeigt.

Das Bohren der Löcher ist dem Stanzen derselben vorzuziehen, namentlich bei Flufseisen, da letzteres beim Lochstanzen häufig aufreifst.

Kleinere Nieten werden kalt vernietet. Nieten von mehr als 12 mm Durchmesser warm.

Die Vernietung durch Maschinen (hydraulische Pressen) hat gegenüber der Handnietung den Vorteil der Schnelligkeit, wodurch auch die Festigkeit des Nietes wesentlich erhöht wird.

Verhältnisse der festen (Eisenkonstruktionen), sowie der festen und dichten Vernietungen (Dampfkessel u. s. w.).

Der Nietdurchmesser d.

Der Nietdurchmesser hängt ab von der Blechstärke δ.

Man nehme nach v. Reiche:

$$\left.\begin{aligned} d &= 3 + {}^{5}/_{8}\,\delta \text{ (wenn } \delta \lesseqgtr 10\text{ mm)} \\ d &= 16 + 0{,}4\,\delta \text{ (wenn } \delta > 10\text{ mm)} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 27)$$

Für Dampfkesselnietungen sind auch noch besondere Formeln aufgestellt (Hamburger Normen).

Z. B. hat man auch für Dampfkesselnietungen nach Lemaitre bei einreihiger Nietung:

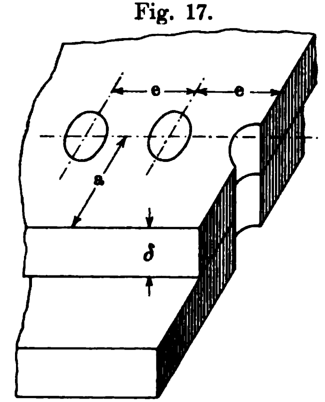
$$d = 4 + 1{,}5\,\delta \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 28)$$

Eigentlich mufs der Nietdurchmesser sich richten nach dem Zwecke der Naht und man nimmt d verhältnismäfsig schwach, wenn die Naht dicht werden soll, stärker, wenn die Naht fest werden soll. Man mache d nicht unter $1{,}5\,\delta$ und nicht über $2{,}5\,\delta$.

Die Nietteilung.

Bezeichnet:

Fig. 17.



e = Entfernung von Mitte zu Mitte Nietbolzen, parallel zur Blechwand gemessen,

n = Anzahl der hintereinander stehenden Nietreihen,

z = Anzahl der Querschnitte, in welchen ein Niet zerschert werden müfste,

d = Nietdurchmesser,

so richtet man es, namentlich bei fester Naht, am günstigsten so ein, dafs Blech und Niete gleiche Festigkeit haben, d. h. dafs bei etwaiger Zerstörung des Nietes auch die Bruchgrenze des Bleches erreicht wird.

Eine Zerstörung der Naht kann eintreten [1]):

1. dadurch, dafs die Nietbolzen abgeschert werden,
2. dadurch, dafs das prismatische Stück Blech vor jedem Nietbolzen herausgeschoben wird, und
3. dadurch, dafs das Blech zwischen je zwei Nietbolzen zerrissen wird.

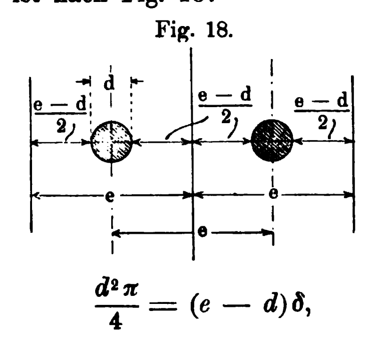
Fall 2 kommt am seltensten vor und kann vernachlässigt werden (s. seine Betrachtung bei der Randbreite a).

Nach Fall 1 und 3 mufs der Nietquerschnitt multipliziert mit seiner Scherfestigkeit gleich der Bruchstelle des Blechstreifens, multipliziert mit der Zugfestigkeit sein. Die Scherfestigkeit ist um ${}^{4}/_{5}$ = 0,8 geringer als die Zugfestigkeit.

Da man aber zu Nietbolzen das beste Eisen verwendet, so kann man die Spannungen annähernd gleich setzen, es brauchen also dann nur die beanspruchten Flächen einander gleich zu sein.

Mithin ist nach Fig. 18:

Fig. 18.



$$\frac{d^2 \pi}{4} = (e - d)\,\delta,$$

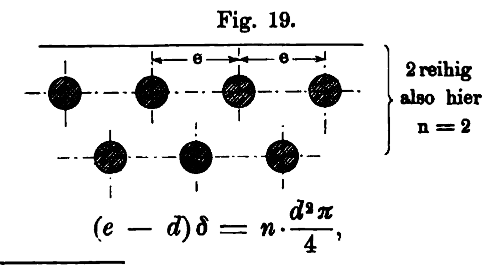
woraus

$$e = \frac{d^2 \pi}{4\,\delta} + d.$$

Diese Gleichung gilt für einreihige, einschnittige Naht.

Besteht die Nietung aus n Reihen, so geht die Gleichung über in folgende:

Fig. 19.



$$(e - d)\,\delta = n \cdot \frac{d^2 \pi}{4},$$

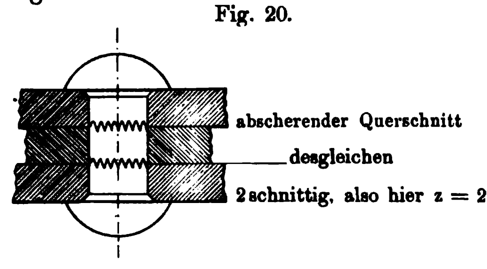
[1]) Nach neueren Versuchen von Bach tritt eine Zerstörung der Nietnaht erst ein, wenn der Gleitungswiderstand der Bleche nicht grofs genug ist, das Gleiten derselben zu verhindern. Der warm eingezogene Nietschaft liegt beim Erkalten nicht ganz an und kommt daher eine Abscherung erst in zweiter Linie in Frage. Da aber für die verschiedenen Nietverbindungen die Gröfse der Gleitungswiderstände noch nicht hinreichend bekannt ist und erfahrungsgemäfs die durch die folgenden Formeln ausgedrückten Werte einen genügend grofsen Gleitungswiderstand ergeben, ist die Berechnung der Niete auf Scherfestigkeit durchgeführt.

woraus

$$e = n \cdot \frac{d^2 \pi}{4 \delta} + d.$$

Mufs bei einer Zerstörung der Niete jeder einzelne in z Querschnitten zerschnitten werden, so lautet die Gleichung:

Fig. 20.



$$(e - d)\delta = z \cdot \frac{d^2 \pi}{4},$$

woraus

$$e = z \cdot \frac{d^2 \pi}{4 \delta} + d.$$

Ist beides der Fall, besteht also eine Nietung aus n Reihen und mufs jeder Niet in z Querschnitten zerschnitten werden, so erhält man die allgemeine Festigkeitsgleichung für e:

$$e = n.z \cdot \frac{d^2 \pi}{4 \delta} + d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 29)$$

In dieser allgemeinen Formel ist also bei zweischnittiger Naht $z = 2$, bei dreischnittiger $z = 3$; bei zweireihiger $n = 2$ u. s. w. zu setzen.

Man bestimmt jedoch e nicht immer in der Praxis nach dieser Festigkeitsgleichung, sondern macht z. B. bei Dampfkesselnietungen nach v. Reiche:

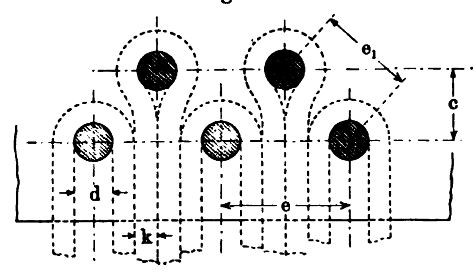
$e = 4 + {}^7/_8\, d$ für einschnittige Naht,
$e = 8 + 3{,}66\, d$ für zweischnittige Naht,

oder nach Lemaitre:

$e = 10 + 2d = 18 + 3\,\delta$ für die einreihige, einschnittige Naht,
$e = 20 + 3d = 32 + 4{,}5\,\delta$ für die zweireihige Naht.

Die Nietreihenentfernung voneinander bei mehrreihiger Naht läfst sich am besten nach der Schwedlerschen Methode feststellen. Man denkt sich nämlich jeden Nietbolzen von einem besonderen Blechstreifen gehalten, welcher um ihn herumgeschlungen ist.

Fig. 21.



Ist

k = Breite eines solchen Streifens,

so ist

$$k = \frac{e - d}{4}.$$

Wie nun aus der Figur hervorgeht, mufs die schräge Entfernung zweier Niete

$$e_1 \geqq 2k + d$$

sein, oder, den Wert für k eingesetzt:

$$e_1 \geqq \frac{2(e - d)}{4} + d \geqq \frac{e - d}{2} + d,$$

oder

$$e_1 \geqq \frac{e + d}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 30)$$

Damit die Nietköpfe aber bequem Platz haben, mufs e_1 mindestens $= 2d$ sein.

Man nehme daher:

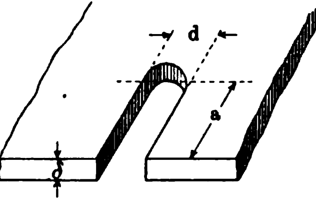
$$c \geqq 2d + 5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 30\text{a})$$

Die Randbreite a.

Wenn das prismatische Stück Blech vor dem Nietbolzen herausgeschoben würde, so hätte der abgescherte Querschnitt die Gröfse

$$F = 2a.\delta.$$

Fig. 22.



Es müfste nun dieser Querschnitt multipliziert mit der Scherspannung des Bleches gleich dem Querschnitte des Nietbolzens multipliziert mit der Scherspannung desselben sein. Man kann hier aber die Spannung wieder vernachlässigen und erhält also:

$$2a\delta = \frac{d^2 \pi}{4},$$

woraus

$$a = \frac{d^2 \pi}{8 \delta}.$$

Hieraus ergiebt sich aber gewöhnlich a kleiner als d. Da man a gröfser nehmen mufs, damit die Nietköpfe auch Platz haben, wird dieser Fall also schwerlich eintreten.

Man wähle:

$$a \geqq 1{,}5\, d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 31)$$

Festigkeit der Nietnaht.

Unter dem Festigkeitsverhältnis versteht man den Quotienten aus dem Querschnitt der Nietnaht II und dem des vollen Bleches I (s. Fig. 23).

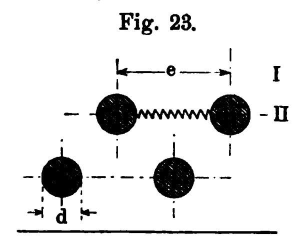
Querschnitt bei I: $F_I = e.\delta$,
„ „ II: $F_{II} = (e - d)\delta$,

also

$$\frac{F_{II}}{F_I} = \frac{(e-d)\delta}{e.\delta} = \frac{e-d}{e} \quad . \; . \; . \quad 32)$$

Die gebräuchlichsten Arten der Nietungen zeigen die Figuren 53 bis 59, Taf. 10 u. 11.

Fig. 23.



Bei der einseitigen Laschennietung müſste theoretisch die Laschenstärke s gleich der Blechstärke δ sein; bei der zweiseitigen gleich $\frac{\delta}{2}$. Weil jedoch bei etwas schiefer Belastung die eine Lasche etwas mehr als die Hälfte der ganzen Last aufnehmen muſs, macht man die Laschen etwas stärker und zwar die der einseitigen Laschennietung:

$$s_1 = \frac{9}{8}\delta \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 33)$$

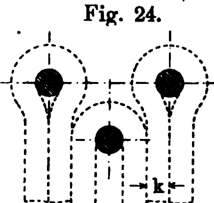
die der zweiseitigen Laschennietung:

$$s_2 = 1 + 0{,}55\,\delta \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 34)$$

Stabnietung.

Eine Stabnietung ist wohl immer Festnietung. Zur Konstruktion derselben diene wieder die Schwedlersche Methode. Man denkt sich nämlich den Stab oder den Blechstreifen in lauter einzelne Streifen von der Breite k zerschnitten, welche die Nietbolzen umschlingen.

Fig. 24.



Nach der Figur gehört nun zu jedem Niet ein Doppelstreifen Blech und es muſs dieser genau so viel tragen als das Niet.

Es muſs demnach, wenn man die Scherspannungen wieder gleich setzt, für die einschnittige Nietnaht sein:

$$\frac{d^2\pi}{4} = 2\,k\,\delta,$$

woraus:

$$k = \frac{d^2\pi}{8\,\delta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 35)$$

und für die zweischnittige Nietnaht:

$$2 \cdot \frac{d^2\pi}{4} = 2\,k\,\delta,$$

woraus:

$$k = \frac{d^2\pi}{4\,\delta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 36)$$

Am besten zeigt sich die Lösung einer solchen Aufgabe in folgendem Beispiel:

Es habe ein zusammengenieteter Stab eine Last $Q = 6000$ kg zu tragen bei einer gegebenen Blechstärke $\delta = 7$ mm.

Man berechne zunächst aus dem gegebenen δ den Nietdurchmesser d nach Formel 27):

$$d = 3 + \frac{5}{3}\delta = 3 + \frac{5}{3} \cdot 7 = 14{,}66 \sim \mathbf{15\ mm.}$$

Die zulässige Scherspannung des Nietes sei k_s[1]) $= 5{,}5$ kg pro qmm genommen.

Es muſs nun

$$Q = n \cdot \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s$$

sein, wenn n = Anzahl der Niete bedeutet.

Also:

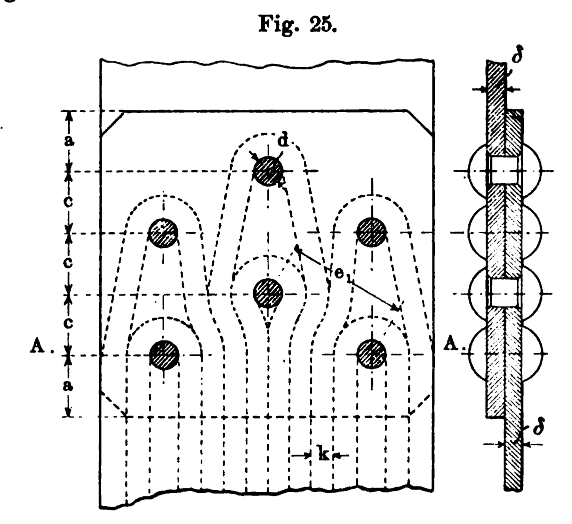
$$6000 = n \cdot \frac{15^2\pi}{4} \cdot 5{,}5.$$

Hieraus:

$$n = \frac{4\,.\,6000}{15^2\,.\,\pi\,.\,5{,}5} = 6{,}16 \sim \mathbf{6\ Niete.}$$

Bei $n = 6$ Nieten wäre $k_s = 5{,}65$ kg, was noch zulässig ist. Diese 6 Niete sind nun etwa wie Fig. 25 zeigt anzuordnen.

Fig. 25.



Aus Gleichung 35) ergiebt sich nun die Breite eines Blechstreifens:

$$k = \frac{d^2\pi}{8\,\delta} = \frac{15^2\pi}{8\,.\,7} = \mathbf{12{,}6\ mm.}$$

Die ganze Breite des Bleches muſs bei A offenbar am gröſsten sein. An dieser Stelle würde diese Breite:

$$12\,k + 2\,d = 12\,.\,12{,}6 + 2\,.\,15 = 181{,}2\ \text{mm}$$

betragen.

---

[1]) Bei Berechnung solcher fester Konstruktionen, Baukonstruktionen (Brücken, Dächer u. s. w.) ist die zulässige Inanspruchnahme auf Zug und Druck $k_z = 750$ kg pro qcm anzunehmen. Die zulässige Scherfestigkeit des Nietes also $k_s = \frac{4}{5} \cdot 750 = 600$ kg pro qcm.

Man würde also die ganze Blechbreite etwa 183 mm nehmen.

Die Entfernung c nehme man nicht zu klein in Rücksicht auf die Festigkeit des Stabes. e_1 nehme man so grofs, dafs die Streifen an den unteren Stellen bequem Platz haben, ohne zu sehr gedrückt zu werden.

Die Randbreite sei hier:

$$a \geqq \frac{d}{2} + 2k \quad \ldots \ldots \quad 37)$$

Die ganze Überlappungslänge ergiebt sich bei berechnetem Beispiel zu $3c + 2a$.

Vernietung sowie Abwickelung der Kesselbleche.

Der Nietdurchmesser kann nach Formel 27) oder 28), die Teilung nach Formel 29) bestimmt werden. Die Berechnung der Blechstärke hingegen ist Sache der Festigkeitslehre und wird im Dampfkesselbau angegeben. Die einzelnen Schüsse sind nun entweder cylindrisch ineinander geschoben nach Fig. 26 oder konisch nach Fig. 27.

Die Abwickelung eines cylindrischen Schusses ist sehr einfach. Bei konischen Schüssen jedoch müfste man die Spitze des Kegels aufsuchen und mit der Kegelseite als Radius die Abwickelung ausführen. Es wird aber hierbei der Radius immer so grofs, dafs man den betreffenden Bogen (mit Zirkel) nicht verzeichnen kann. Man bestimmt sich daher die Pfeilhöhe und zeichnet den Bogen B und B_1 (s. Fig. 29) mit Hülfe eines gebogenen Stabes.

Fig. 28 zeigt einen konischen Schufs im Längsschnitt (s. auch Fig. 63, Taf. 12). Fig. 29 zeigt die Abwickelung einer Platte.

Es bezeichne:

B = Breite einer Platte, von Mitte zu Mitte Nietreihe, auf dem Umfang gemessen (s. auch Fig. 60 u. 64, Taf. 11 u. 12),

D = lichter (innerer) Kesseldurchmesser,

L = Länge der Platte zwischen den Rundnietreihen,

L_1 = axiale Länge der Platte,

h und h_1 = gesuchte Pfeilhöhen,

so wird:

$$\frac{D - D_1}{2} = \delta,$$

und

$$L^2 = L_1^2 + \delta^2.$$

Hieraus: $L = \sqrt{L_1^2 + \delta^2}$.

Bei Rohrdurchmessern über 1000 mm kann man den Unterschied zwischen L und L_1 vernachlässigen, also

$$L = L_1$$

setzen.

Fig. 26.

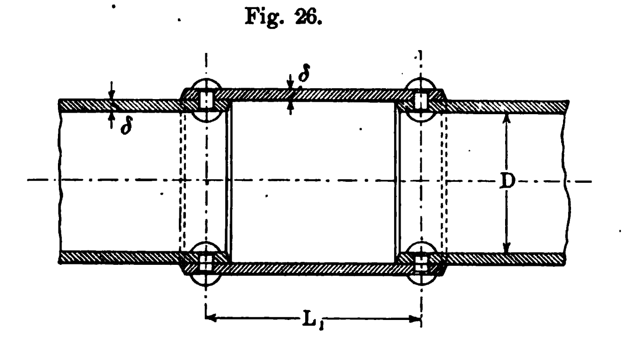
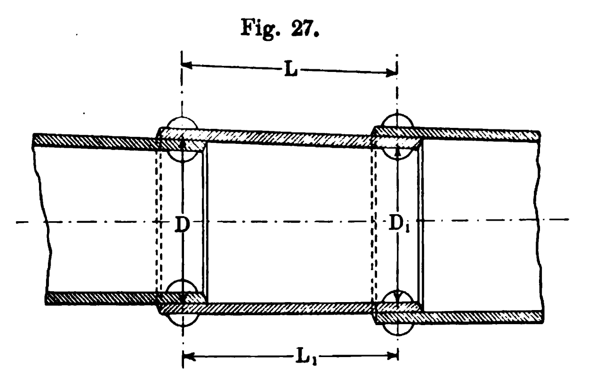


Fig. 27.



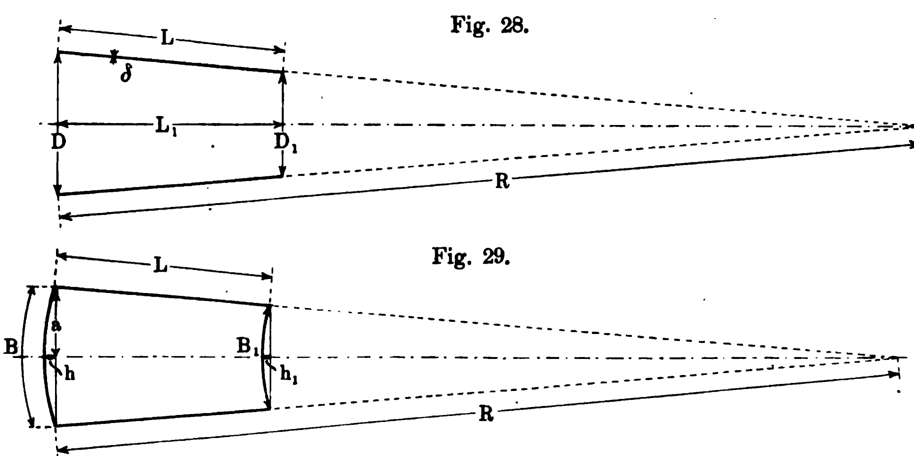


Fig. 28.

Fig. 29.

Bei einer Platte ist ferner:

$$B = (D + \delta)\pi \quad \text{und} \quad B_1 = (D - \delta)\pi.$$

Hierbei ist angenommen, dafs beim Umbiegen des Bleches der äufsere Teil sich etwas dehnt, während der innere sich zusammendrückt.

Besteht der Schufs aus n Platten, so ist:

$$\left.\begin{array}{l} B = \dfrac{(D + \delta)\pi}{n} \quad \text{und} \quad B_1 = \dfrac{(D - \delta)\pi}{n} \\ D = D_1 + 2\delta \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 38)$$

Nach dem Pythagoreischen Lehrsatz folgt weiter:

$$R^2 = a^2 + (R - h)^2,$$

oder

$$R^2 = a^2 + R^2 - 2Rh + h^2$$

$$2Rh = a^2 + h^2$$

$$h = \frac{a^2 + h^2}{2R}.$$

Da aber der Bogen sehr flach ist, ist die Pfeilhöhe h im Vergleich zu a sehr klein, noch mehr ist dies der Fall mit h^2 im Vergleich zu a^2. Man läfst deshalb h^2 im Zähler weg und erhält:

$$h = \frac{a^2}{2R}.$$

Bei einem so flachen Bogen kann man ferner $a = \frac{B}{2}$ setzen. Demnach ist:

$$h = \frac{\left(\frac{B}{2}\right)^2}{2R} = \frac{B^2}{8R}.$$

Aus Figur 28 folgt die Proportion:

$$L : \delta = R : \frac{D}{2},$$

also

$$R = \frac{LD}{2\delta},$$

setzt man diesen Wert in den oben gefundenen für h ein, so ergiebt sich die Pfeilhöhe:

$$\left.\begin{array}{l} h = \dfrac{B^2}{8 \cdot \dfrac{LD}{2\delta}} = \dfrac{B^2 . \delta}{4L.D} \\ \text{und} \\ h_1 = \dfrac{B_1^2 . \delta}{4LD} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 39)$$

Wird noch statt $B^2 = B.B$ gesetzt und für das eine B der Wert aus Formel 38) eingeführt, so erhält man:

$$\left.\begin{array}{l} h = \dfrac{B(D + \delta)\pi.\delta}{4n.L.D} \\ \text{ebenso} \\ h_1 = \dfrac{B_1(D - \delta)\pi.\delta}{4n.L.D} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 40)$$

Formel 40) gilt also, wenn der Schufs aus n Platten besteht. Besteht der Schufs aus einer Platte, so ist nach Formel 39) zu rechnen.

Man trage bei der Aufzeichnung eines Schusses L_1 bezw. L auf der Mittellinie auf, messe von den Endpunkten h und h_1 ab, errichte noch auf denselben Punkten nach oben und unten Senkrechte $a = \frac{B}{2}$ resp. $\frac{B_1}{2}$ und verzeichne schliefslich den Bogen B wie B_1 durch die gefundenen drei Punkte mit Hülfe eines gebogenen Stabes. Der so gezeichnete Umrifs der Platte bildet die Mittellinie der Nietreihen. Man hat also hierzu noch die Randbreite a (Formel 31) zuzugeben.

Die Längsnähte der aufeinander folgenden Schüsse sind mindestens um sechs Nietentfernungen gegeneinander zu versetzen. Die Längsnähte bei Flammrohren wenigstens um vier Nietteilungen.

Nur dichte Nietverbindungen, für Blechgefäfse, welche nur geringem Druck ausgesetzt sind, wie Wasserbehälter, genietete Röhren u. s. w.

Meist erhalten solche Konstruktionen einreihige, einschnittige Nietnähte. Da wegen des geringen inneren Druckes die Blechstärke bei der Berechnung meist sehr klein ausfällt, hat man dieselbe in Rücksicht auf Abrosten nach Gefühl zu erhöhen oder man wählt dieselbe überhaupt gleich nach Gefühl und praktischen Erfahrungen.

Den Nietdurchmesser bestimme man alsdann wieder nach Gleichung 27).

Die Nietteilung kann hier sein:

$$t = 3d + 5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 41)$$

Für Wasserbehälter (s. auch S. 9) dient zur Eckverbindung in der Regel L-Eisen. Die Stärke desselben sei wenigstens gleich der Blechdicke. Die Schenkellänge etwa

$$2a + \text{Schenkelstärke}.$$

Die Berechnung eines Wasserbehälters s. Beispiele.

Bei schwachwandigen Blechgefäfsen müssen die Nähte besonders gedichtet werden, am besten durch zwischengelegte Leinwand, welche mit Mennige getränkt ist.

In dieser Weise werden hauptsächlich Gasometer gedichtet, bei welchen 7 mm Nietdurchmesser, 25 mm Teilung und 13 mm Randbreite gebräuchlich ist.

Beispiele.

1. In einem Bremsbande nach Fig. 46, Taf. 9, herrscht eine Zugspannung $T = 700$ kg.

Es sollen die Dimensionen des Bremsbandes, sowie Anzahl und Durchmesser der Nieten bestimmt werden. Ferner ist der Durchmesser d_0 des Bolzens und der Durchmesser d_a des Scharnierauges zu berechnen.

Nach der Formel für die Zugfestigkeit ist

$$T = b \cdot \delta \cdot k_z.$$

Nimmt man ein stählernes Bremsband, so kann $k_z = 7$ kg pro qmm gesetzt werden. Wählt man weiter die Stärke des Bremsbandes $\delta = 2$ mm, so wird die Breite desselben

$$b = \frac{T}{\delta \cdot k_z} = \frac{700}{2 \cdot 7} = \mathbf{50\,mm.}$$

Nimmt man ferner zur Vernietung des Bremsbandes an dem Scharnier $n = 3$ Nieten und wählt man die zulässige Scherbeanspruchung $k_s = 4{,}5$ kg pro qmm, so wird, da die Nieten einschnittig sind:

$$T = n \cdot F \cdot k_s,$$

also

$$700 = 3 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 4{,}5.$$

Hieraus folgt der Nietdurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 700}{3 \cdot 4{,}5\,\pi}} = \sqrt{65{,}4} = 8{,}09 \sim \mathbf{8\,mm.}$$

Die zwei unteren Nieten haben vom seitlichen Rande nach Formel 31) den Abstand $a \geqq 1{,}5 \cdot 8 = 12$ mm. Der gleichen Einteilungen wegen sei hier $a = 12{,}5$ mm genommen.

Vom unteren und oberen Blechrande müfsten die Nieten auch mindestens den Abstand 12 mm haben. Derselbe werde 15 mm genommen. Die Entfernung c der Nieten ergäbe sich nach Formel 30a):

$$c \geqq 2 \cdot 8 + 5 = 21 \sim \mathbf{22\,mm.}$$

Der Bolzen d_0 ist auf Abscherung und weil solche Bolzen immer verhältnismäfsig lang sind, auch auf Biegung zu berechnen. Letztere Berechnung liefert meist auch gröfsere Werte für d_0, welche dann beizubehalten sind.

a) Auf Abscherung.

Die zulässige Scherspannung sei $k_s = \frac{4}{5} \cdot 6 = 4{,}8$, der Sicherheit wegen aber nur zu 4 kg pro qmm angenommen.

Es ist dann, da der Bolzen zweischnittig ist:

$$700 = 2 \cdot \frac{d_0^2\,\pi}{4} \cdot 4,$$

woraus

$$d_0 = \sqrt{\frac{700}{2 \cdot \pi}} = \sqrt{111{,}1} \sim \mathbf{10{,}5\,mm.}$$

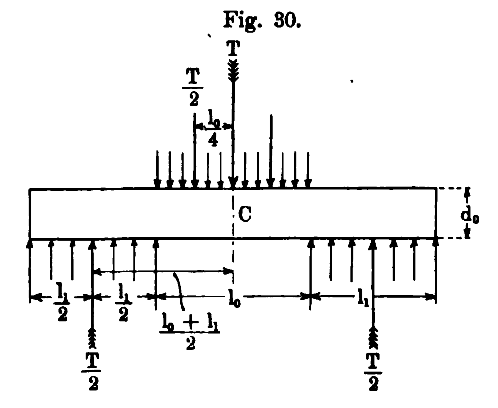
b) Auf Biegung.

Man kann den Bolzen (Gabelbolzen) ansehen als Träger auf zwei Stützen, der über seine ganze Länge gleichmäfsig belastet ist. Ist der Bremshebel 20 mm stark, also die belastete Länge des Bolzens $l_0 = 20$ mm, so gilt die Biegungsgleichung (s. auch bei Keilverbindungen):

$$M = W \cdot k_b.$$

Hierin bedeutet W das Widerstandsmoment $= \frac{\pi}{32}\,d_0^3$. Die zulässige Biegungsspannung k_b sei $= 3{,}5$ kg pro qmm angenommen, folglich ergiebt sich mit den Bezeichnungen der Fig. 30, wenn man sich

Fig. 30.



den Träger in C eingespannt denkt, ein Biegungsmoment:

$$M = \frac{T}{2} \cdot \left(\frac{l_0 + l_1}{2}\right) - \frac{T}{2} \cdot \frac{l_0}{4},$$

also:

$$\frac{T}{2}\left(\frac{l_0 + l_1}{2} - \frac{l_0}{4}\right) = \frac{\pi}{32}\,d_0^3 \cdot 3{,}5,$$

oder, die Werte $T = 700$ kg, $l_0 = 20$ und $l_1 = 12{,}5$ mm (s. Fig. 46, Taf. 9) eingesetzt

$$\frac{700}{2}\left(\frac{20 + 12{,}5}{2} - \frac{20}{4}\right) = \frac{\pi}{32}\,d_0^3 \cdot 3{,}5$$

$$3950 = \frac{\pi}{32}\,d_0^3 \cdot 3{,}5.$$

Hieraus:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{3950 \cdot 32}{\pi \cdot 3{,}5}} = \sim \mathbf{22\,mm.}$$

Dieser Wert ist beizubehalten.

Für den Durchmesser d_a des Scharnierauges erhält man, da zwei Scharnieraugen vorhanden sind, jedes also die Hälfte der Last T zu tragen hat, die Festigkeitsgleichung

$$(d_a - d_0)\,l_1 \cdot k_z = \frac{T}{2}.$$

Nimmt man, wie bereits erwähnt, $l_1 = \frac{l_0}{2} = \frac{20}{2} = 10 \sim 12{,}5$ mm und nimmt der Sicherheit wegen die zulässige Zugspannung $k_z = 3$ kg pro qmm, so wird:

$$(d_a - 22)\;12{,}5 \cdot 3 = \frac{700}{2},$$

woraus

$$d_a = \frac{700}{2.12,5.3} + 22$$

$$d_a = 9,34 + 22 = 31,34 \text{ mm}.$$

Dieser Durchmesser ist sehr klein, überhaupt erhält man bei der Berechnung der Augen meistens zu kleine Werte. Es werde daher hier $d_a = 45$ **mm** genommen.

2. Wie grofs ist die Zugkraft P, welche die Zugstange aus Flacheisen 50×8 mm (s. Fig. 47, Taf. 9) bei einer zulässigen Beanspruchung von 5 kg pro qmm auszuhalten vermag und wie stark müssen die Nieten werden, wenn zwei Nieten zur Verwendung kommen?

Die Zugkraft P ergiebt sich aus:

$$P = (50 - d)\,8.5.$$

Nun ist:

$$P = 2 \cdot \frac{d^2\,\pi}{4} \cdot k_s,$$

und wenn $k_s = 4{,}5$ kg genommen wird, folgt also:

$$(50 - d)\,8.5 = 2 \cdot \frac{d^2\,\pi}{4} \cdot 4{,}5,$$

oder, diese quadratische Gleichung geordnet:

$$0{,}177\,d^2 + d = 50.$$

Hieraus:

$$d = 14{,}18 \sim \mathbf{15\,mm}.$$

Man würde besser drei Nieten anwenden, um schwächere Nietdurchmesser zu erhalten.

Einfacher wäre man zum Ziele gekommen, wenn man von der Breite 50 mm den Nietdurchmesser d nicht subtrahiert hätte, die Schwächung des Flacheisens durch d also unberücksichtigt liefse. Allerdings würde dann der Nietdurchmesser etwas stärker ausfallen.

Es ergäbe sich hiernach:

$$P = 50.8.5 = 2000 \text{ kg},$$

und für den Nietdurchmesser:

$$2000 = 2 \cdot \frac{d^2\,\pi}{4} \cdot 4{,}5.$$

Hieraus:

$$d = \sqrt{\frac{4.2000}{2\,\pi.4{,}5}} = 16{,}8 \sim \mathbf{17\,mm}.$$

3. Der Zweiflammrohrdampfkessel (Fig. 67, Taf. 13) hat eine Blechstärke $\delta = 18$ mm. Die Längsnaht desselben ist dreireihig und die Rundnaht zweireihig. Wie stark müssen die Niete werden und wie grofs wird die Teilung e?

Der Nietdurchmesser ergiebt sich nach Formel 27):

$$d = 16 + 0{,}4.18 = 23{,}2 \sim \mathbf{23\,mm}.$$

Man behält nun, wenn auch die Nietreihen verschieden sind, meistens diesen Nietdurchmesser für die Längs- als auch für die Rundnaht bei.

Damit das Niet noch im weifsglühenden Zustande bequem in das Nietloch hineingesteckt werden kann, nehme man ein Nieteisen von

$$d_0 = d - 1 = 23 - 1 = \mathbf{22\,mm}.$$

Die ganze Schaftlänge des Nietes mufs vor der Vernietung (s. Fig. 9, Text) betragen:

$$l = 2\,\delta + 1{,}3\,d \div 1{,}7\,d,$$

also im Mittel:

$$l = 2\,\delta + 1{,}5\,d = 2.18 + 1{,}5.23 = 70{,}5 \sim \mathbf{71\,mm}.$$

Die Nietteilung ergiebt sich aus der allgemeinen Festigkeitsgleichung, Formel 29):

$$e = n \cdot z \cdot \frac{d^2\,\pi}{4\,\delta} + d.$$

Hierin ist für die dreireihige Längsnaht $n = 3$, $z = 1$ zu setzen, folglich:

$$e = 3 \cdot 1 \cdot \frac{23^2\,\pi}{4.18} + 23 = 92{,}24 \sim \mathbf{95\,mm}.$$

Für die zweireihige Rundnaht ist $n = 2$, $z = 1$ zu setzen, folglich für diese:

$$e = 2.1.\frac{23^2.\pi}{4.18} + 23 = 69{,}16.$$

Da man, wie bereits oben (S. 12) gesagt, die Teilung e nicht immer nach dieser Festigkeitsgleichung berechnet und man auch Rücksicht auf den Raum zwischen den Nietköpfen für das Verstemmen derselben nehmen mufs, ist hier

$$e = \mathbf{75\,mm}$$

ausgeführt worden.

Der Abstand der Nietreihen vom Blechrande wird nach Formel 31):

$$a \geqq 1{,}5.23 = 34{,}5 \sim \mathbf{38\,mm}.$$

Die schräge Entfernung zweier Niete der Längsnaht mufs nach Formel 30) sein:

$$e_1 \geqq \frac{e + d}{2} \geqq \frac{95 + 23}{2} \geqq 59 \sim \mathbf{61\,mm}.$$

Demnach ergiebt sich die Entfernung c (s. Fig. 21, Text):

$$c = \sqrt{e_1^2 - \left(\frac{e}{2}\right)^2} = \sqrt{61^2 - \left(\frac{95}{2}\right)^2} \sim \mathbf{38\,mm}.$$

Diese Werte von e_1 und c sind bei berechnetem Zweiflammrohrkessel praktisch ausgeführt worden und sind die Mafse in der Zeichnung eingetragen. Um jedoch mehr Raum zwischen den Nietköpfen zu erhalten, wählt man die Entfernung c vorteilhafter nach Formel 30 a), nämlich:

$$c \geqq 2\,d + 5 \geqq 2.23 + 5 \geqq \mathbf{51\,mm}.$$

Die schräge Entfernung zweier Niete der Rundnaht ergiebt sich ebenso:

$$e_1 \geqq \frac{e + d}{2} \geqq \frac{75 + 23}{2} \geqq 49 \sim \mathbf{53\,mm}.$$

Demnach c für die Rundnaht:

$$c = \sqrt{e_1^2 - \left(\frac{e}{2}\right)^2} = \sqrt{53^2 - \left(\frac{75}{2}\right)^2} \sim \mathbf{38\,mm}.$$

Auch hier gilt das bereits oben gesagte über e_1 und c.

Das Festigkeitsverhältnis der Längsnaht zu der des vollen Bleches beträgt nach Formel 32):

$$\frac{e-d}{e} = \frac{95-23}{95} = \mathbf{0{,}758}.$$

Es beträgt also die Festigkeit in der Mitte der Längsnietreihe $\frac{758}{1000}$ oder 75,8 Proc. der Festigkeit des vollen Bleches.

Das Festigkeitsverhältnis für die Rundnaht würde nur

$$\frac{e-d}{e} = \frac{75-23}{75} = \mathbf{0{,}693}.$$

Schliefslich erhält man für die Flammrohre, von denen die letzteren die Blechstärke $\delta = 13{,}5$ mm haben, den Nietdurchmesser nach Formel 27):

$$d = 16 + 0{,}4 \,.\, 13{,}5 = 21{,}4 \sim \mathbf{21\,mm},$$

und die Nietteilung wieder nach Formel 29):

$$e = n \cdot z \cdot \frac{d^2 \pi}{4\delta} + d.$$

Da hier $n = 1$ und $z = 1$ ist, wird

$$e = 1 \cdot 1 \cdot \frac{21^2 \pi}{4 \,.\, 13{,}5} + 21 = 46{,}6\,\text{mm}.$$

Es ist hier $e = \mathbf{52\,mm}$ ausgeführt.

Die Nietentfernung vom Rande erhält man wieder nach Formel 31):

$$a \geqq 1{,}5 \,.\, 21 \geqq 31{,}5 \sim \mathbf{35\,mm}.$$

Das Festigkeitsverhältnis ergiebt sich hier zu

$$\frac{e-d}{e} = \frac{52-21}{52} = \mathbf{0{,}596}.$$

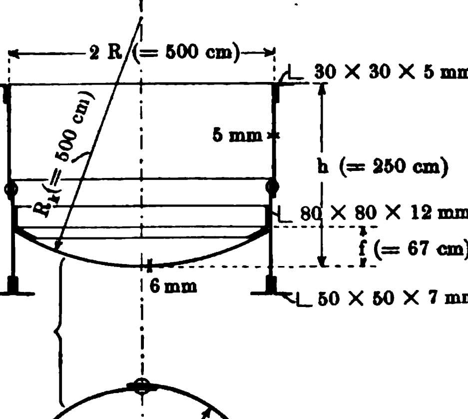
4. Es ist ein Wasserbehälter nach Fig. 31 zu konstruieren, welcher 50 cbm Wasser aufnehmen kann.

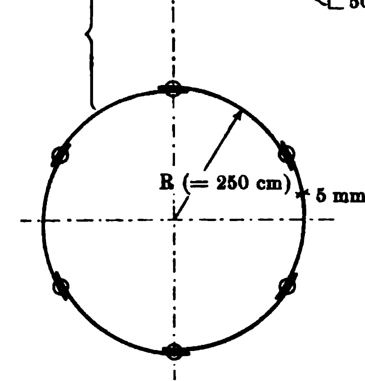
Der grofsen Dimensionen wegen seien hier die Mafse in Centimetern eingesetzt.

Es bezeichne:

R = Radius des cylindrischen Behälters,
R_k = Radius des kugeligen Bodens,
δ = Blechstärke des Mantels,
δ_1 = Blechstärke des Bodens,
k_z = Zugspannung = 500 kg pro qcm,
$\varphi = \frac{e-d}{e} = 0{,}6$ für einschnittige Nietnaht (φ = Festigkeitsverhältnis).

Fig. 31.





Zur Berechnung der Wandstärke von Röhren dient die Formel

$$2\,R p = 2\,\delta \,.\, k_z,$$

und wegen der Nietnaht

$$2\,R p = 2\,\delta \,.\, k_z \,.\, \varphi \quad \ldots \ldots \quad \text{a)}$$

Hierin ist der gröfste Druck in kg pro qcm $p = \frac{h}{10}$ in m, weil 1 Atm. = 1 kg pro qcm = 10,33 $\sim$ 10 m Wassersäule bedeutet.

Für jeden höheren Punkt ist die Drucksäule kleiner und könnte man daher die Bleche nach oben zu schwächer halten.

Für den Durchmesser $2\,R$ erhält man gute Werte, wenn man wählt:

$$2\,R = 1{,}37 \sqrt[3]{Q} \quad \ldots \ldots \quad \text{b)}$$

und somit die Höhe des benetzten Umfanges des Mantels nimmt:

$$h - f = \frac{2\,R}{2} = R \quad \ldots \ldots \quad \text{c)}$$

Für obiges Beispiel ergäbe sich demnach der Durchmesser des Behälters nach Formel b)

$$2\,R = 1{,}37 \sqrt[3]{50} = 1{,}37 \,.\, 3{,}68 = 5{,}044 \sim \mathbf{5\,m},$$

und die Höhe nach Formel c):

$$h - f = R = \mathbf{2{,}5\,m}.$$

Der Inhalt des cylindrischen Behälters beträgt dann:

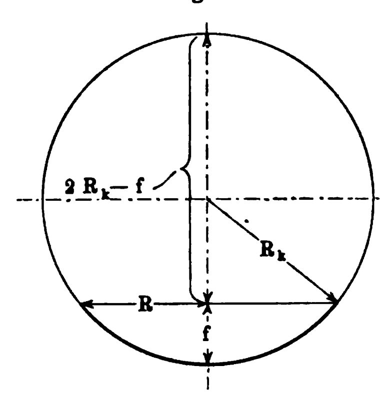
$$\frac{5^2 \pi}{4} \cdot 2{,}5 = \mathbf{49\,cbm}.$$

Für den Inhalt einer Kugelklappe besteht nach der Stereometrie die Beziehung:

$$\text{Kugelklappe} = \frac{\pi f^2}{3}(3 R_k - f).$$

Wählt man nun $R_k = 2R = 5$ **m** und ergänzt die Kugelklappe zu einer Kugel, so folgt nach Fig. 31a die Proportion:

Fig. 31a.



$$f : R = R : (2 R_k - f)$$

oder $2 R_k . f - f^2 = R^2$

$$f^2 - 2 R_k f = - R^2.$$

Aus dieser quadratischen Gleichung folgt:

$$f = R_k \pm \sqrt{R_k^2 - R^2},$$

oder, wenn man die Werte einsetzt:

$$f = 5 \pm \sqrt{5^2 - 2{,}5^2} = 5 \pm 4{,}33 \text{ m},$$

wovon nur für f der Wert $5 - 4{,}33 =$ **0,67 m** richtig ist.

Demnach wird nun der Inhalt der Kugelklappe:

$$\frac{\pi . 0{,}67^2}{3}(3 . 5 - 0{,}67) = \sim \mathbf{6{,}7 \text{ cbm}}.$$

Der gesamte Inhalt des Wasserbehälters besteht aus dem Inhalt des Cylinders und dem der Kugelklappe und beträgt nun:

$$49 + 6{,}7 = \mathbf{55{,}7 \text{ cbm}}.$$

Da die Flüssigkeit wegen Überlaufens nicht ganz bis zum oberen Rande reichen soll, sind die gewählten Werte für den Behälter gut und kann derselbe so ausgeführt werden.

Die Blechstärke ergiebt sich nach Formel a):

$$\delta = \frac{2 R p}{2 k_z . \varphi},$$

worin für $p = \frac{2{,}5}{10}$, $k_z = 500$ kg pro qcm, $\varphi = 0{,}6$ für einschnittige Nietnaht zu setzen ist.

Folglich:

$$\delta = \frac{2 . 250 . \frac{2{,}5}{10}}{2 . 500 . 0{,}6} = 0{,}208 \text{ cm} = 2{,}08 \text{ mm}.$$

In Rücksicht auf Abrosten gebe man 3 mm zu, es wird daher

$$\delta = 2{,}08 + 3 \sim \mathbf{5 \text{ mm}}.$$

Wieviel Bleche sind zur Herstellung des Umfangs in einer Blechbreite erforderlich?

Nimmt man, damit die Bleche keinen Überpreis kosten, die Breite eines Bleches 1,5 m und die Länge 3 m, also die Fläche $3 . 1{,}5 = 4{,}5$ qm, so ergiebt sich aus dem Umfang

$$U = 2 R \pi = 5 . 3{,}14 = 15{,}7 \text{ m}$$

die erforderliche Anzahl der Bleche:

$$n = \frac{15{,}7}{3} = > 5,$$

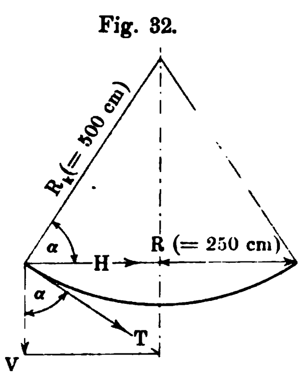
also sind **6 Bleche** zu nehmen.

Beträgt das Gewicht des Wassers + Bodengewicht + Rohrgewicht = 53000 kg, so ist die Vertikalbelastung pro 1 cm Umfang:

$$V = \frac{53000}{2 R \pi} = \frac{53000}{500 . 3{,}14} = \mathbf{33{,}75 \text{ kg}}.$$

Durch den Druck der Flüssigkeit entsteht eine Spannung am Randansatze in der Richtung der Tangente an die Kugelklappe, der zufolge der Kugelkappenrand mit einer Kraft T nach einwärts in genannter Richtung beansprucht wird. Man konstruiert am besten nun so, dafs diese Kraft nicht auf den Cylindermantel wirkt, sondern von dem betreffenden ∟-Eisen aufgenommen wird. Auf alle Fälle mufs aber die Blechdicke des Bodens der Tangentialspannung T gewachsen sein.

Fig. 32.



Es ist nach Fig. 32:

$$\cos \alpha = \frac{250}{500} = 0{,}5,$$

woraus

$$\measuredangle \alpha = \mathbf{60^0}.$$

Ferner:

$$tg\, \alpha = \frac{H}{V}.$$

$$H = V . tg\, \alpha = 33{,}75 . 1{,}732 = \mathbf{58{,}45 \text{ kg}}.$$

Der gesamte Horizontaldruck, der durch das ∟-Eisen aufgenommen werden soll, ist $2 D_h$, folglich

$$2 D_h = 2 . R . H,$$

oder:

$$D_h = R . H = 250 . 58{,}45 \sim \mathbf{14600 \text{ kg}}.$$

Ohne Berücksichtigung der Nietlöcher ergiebt sich demnach die Fläche f_w des ∟-Eisens aus der Gleichung:

$$f_w . k_d = D_h,$$

also mit

$$k_d = 900 \text{ kg pro qcm},$$

$$f_w = \frac{D_h}{k_d} = \frac{14600}{900} = 16{,}2 \text{ qcm}.$$

Fig. 33.

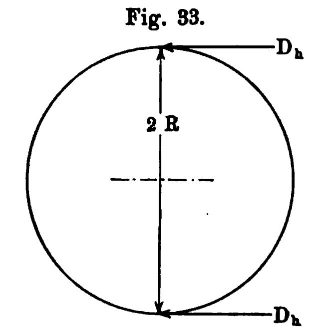
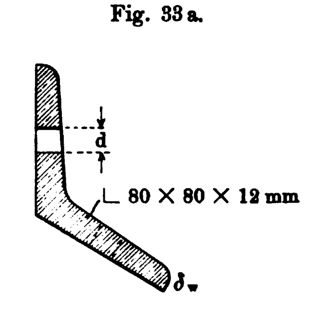


Fig. 33 a.



Wegen der Verschwächung durch die Nietlöcher sei ein L **80 × 80 × 12 mm** genommen, dasselbe hat einen Querschnitt $f_w =$ **17,8 qcm** laut Tabelle über Walzeisen.

Der Nietdurchmesser kann nach Gleichung 27) genommen werden:

$$d = 3 + \frac{5}{3} \cdot 5 = \sim 12 \text{ mm} = \mathbf{1{,}2\ cm}.$$

Zur Kontrolle werde die Schwächung $d.\delta_w$ durch das Nieteisen berücksichtigt, es bleibt dann immer noch ein Querschnitt des L-Eisens:

$$f_w = 17{,}8 - d.\delta_w = 17{,}8 - 1{,}2 . 1{,}2 = 16{,}36 \text{ qcm}.$$

Da derselbe noch gröfser als der berechnete Querschnitt von 16,2 qcm ist, so kann das gewählte L-Eisen 80 × 80 × 12 beibehalten werden.

Berechnung des Bodenbleches δ_1.

Das Bodenblech mufs der Tangentialspannung T (pro laufender Centimeter) widerstehen.

Nach Fig. 32 wird

$$T = \frac{V}{\cos\alpha} = \frac{33{,}75}{0{,}5} = \mathbf{67{,}5\ kg}.$$

Es mufs sein:

$$\delta_1 . 1 . k_z . \varphi = T,$$

folglich für

$$\varphi = 0{,}6 \text{ und } k_z = 500 \text{ kg pro qcm}$$

$$\delta_1 = \frac{T}{k_z . \varphi} = \frac{67{,}5}{500 . 0{,}6} = 0{,}225 \text{ cm} = 2{,}25 \text{ mm}.$$

In Rücksicht auf Abrosten werde $\delta_1 =$ **6 mm** genommen.

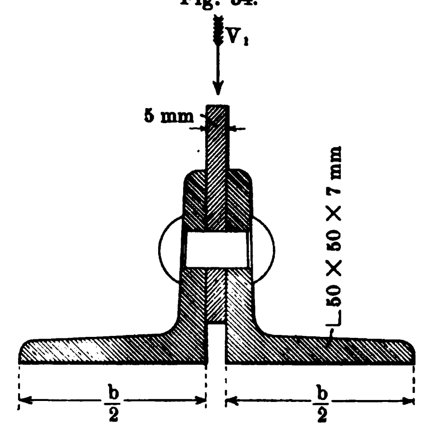
Berechnung der Auflagerfläche.

Das Gesamtgewicht auf die L-Eisen, welche den Bottich tragen, besteht aus dem Gewicht des ganzen Bottichs und dem Wassergewicht. Dasselbe sei = 56200 kg.

Da die L-Eisen rund herum angeordnet sind, so beträgt der Auflagerdruck pro laufender Centimeter:

$$V_1 = \frac{56200}{2R\pi} = \frac{56200}{2 . 250 . \pi} = \mathbf{35{,}8\ kg}.$$

Fig. 34.



Dann mufs sein:

$$b . p = V_1.$$

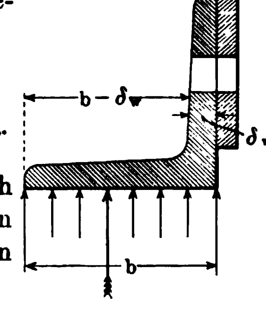
Nimmt man für den Flächendruck $p = 3{,}5$ kg pro qcm, so ergiebt sich:

$$b = \frac{35{,}8}{3{,}5} \sim \mathbf{10\ cm = 100\ mm}.$$

Demnach kann jedes dieser L-Eisen **50 × 50 × 7 mm** genommen werden.

Zur Kontrolle seien diese L-Eisen noch auf die Biegungsbeanspruchung in dem Stege berechnet.

Fig. 35.



Man erhält nach Fig. 35:

$$p(b - \delta_w)\frac{(b - \delta_w)}{2} = \frac{x . \delta_w^2}{6} . k_b.$$

In diese Formel, die auch zur Berechnung der Flanschen an Cylindern dient, setze man für $x = 1$, folglich wird:

$$3{,}5\,(5 - 0{,}7)\frac{(5 - 0{,}7)}{2} = \frac{1 . 0{,}7^2}{6} . k_b,$$

oder:

$$3{,}5 . 4{,}3 . 2{,}15 = \frac{0{,}49}{6} . k_b.$$

Hieraus:

$$k_b = \mathbf{396\ kg\ pro\ qcm}.$$

Da $k_b \leqq 700$ kg pro qcm zulässig ist, kann das gewählte L-Eisen 50 × 50 × 7 mm beibehalten werden.

Keile und Keilverbindungen.

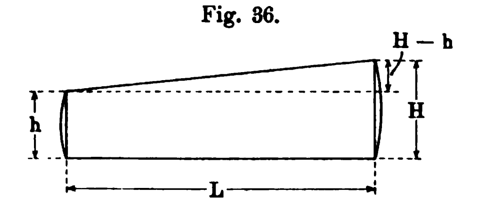
Die Keile dienen zur Verbindung zweier Körper. Es unterscheiden sich hierbei „Längskeile und Querkeile“. Die Längskeile werden hauptsächlich zur Befestigung von Rädern, Riemenscheiben u. s. w. auf eine Achse oder Welle angewendet, während durch die Querkeile die Verkuppelung von Stangen hergestellt wird. Siehe Längskeile, z. B. Fig. 78 und 79, Taf. 16 und 17, und Querkeile, Fig. 86 und 88, Taf. 16 und 17.

Die Differenz der beiden Höhen des Keiles dividiert durch seine Länge nennt man Anzug.

$$\text{Anzug} = \frac{H - h}{L}.$$

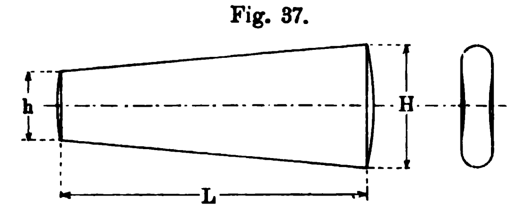
Hat der Keil nur eine schräge Anzugsfläche (siehe Fig. 36), so heifst er einseitig; hat er dagegen zwei

Fig. 36.



schräge Anzugsflächen, so nennt man ihn einen zweiseitigen Keil (s. Fig. 37).

Fig. 37.



Keile, welche dauernd fest bleiben sollen, erhalten einen Gesamtanzug für Längskeile:

$$\frac{H - h}{L} = \frac{1}{100},$$

für Querkeile:

$$\frac{H - h}{L} = \frac{1}{25} \div \frac{1}{50},$$

für gesicherte Keile (Stellkeile) ist:

$$\frac{H - h}{L} < \frac{1}{6}.$$

Fig. 78, Taf. 16 zeigt einen Längskeil ohne Nase. Fig. 79, Taf. 16 einen solchen mit Nase. Da durch ein Mitnehmen der Nase leicht Unglücksfälle entstehen können, vermeidet man die Nasen am besten und ordnet sie nur an, wenn sie zur Lösung des Keiles unbedingt notwendig sind. Der Flachkeil, Fig. 81, Taf. 17 kann gröfseren Kräften schlecht widerstehen, mehrfach angewandt, bietet er jedoch ebensolche Sicherheit wie der eingenutete Keil nach Fig. 80, Taf. 17.

Der Hohlkeil, Fig. 82, Taf. 17 kann nur bei schwachen Kräften Anwendung finden, z. B. beim vorläufigen Aufkeilen eines Excenters. Der Rundkeil. Fig. 83, Taf. 17 wird der Sicherheit wegen mitunter bei warm aufgezogenen Kurbeln verwendet.

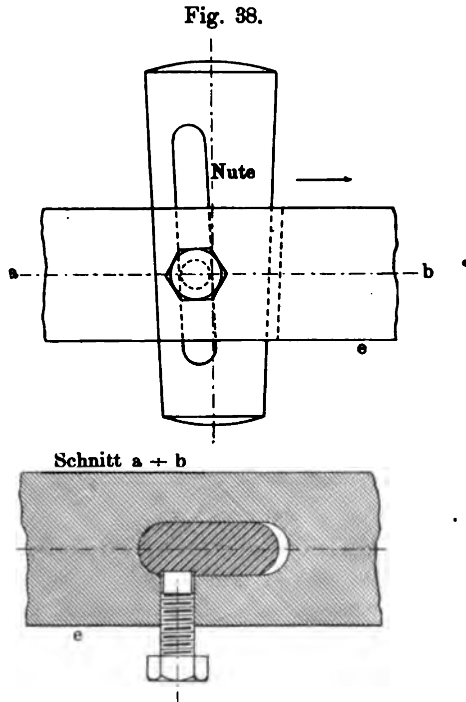
Wendet man mehrere Keile zur Befestigung an, so versetzt man dieselben um 120° (s. Fig. 84, Taf. 16),

Die Feder ist ein Längskeil ohne Anzug. Sie wird, wie Fig. 85, Taf. 16 zeigt, in die Welle eingelassen und entweder aufsen vernutet oder durch Stiftschrauben festgehalten. Die Feder findet Anwendung bei ausrückbaren Kupplungen etc. Fig. 89, Taf. 17 zeigt eine Stangenverbindung durch Querkeile und Beilagen. Durch Anwendung von Beilagen wird die Festigkeit der Konstruktionen wesentlich erhöht. Es kann dann auch der Keil niedriger sein, als wie bei den Fig. 86 bis 88. Die Hülse kann aus Gufs- oder Schmiedeeisen hergestellt werden.

Keile, die gröfserer Beanspruchung und unruhig wirkenden Kräften ausgesetzt sind, wie an Pleuelköpfen, müssen mit Sicherungen versehen werden (s. die Figuren 90 u. 91, Taf. 17). Häufig genügt auch schon ein vorgesteckter Splint. Eine Sicherung durch Druckschraube zeigt umstehende Fig. 38. Die Nute mufs parallel zu der schrägen Kante des Keiles gehen, die seitlich nicht verschiebbar sein soll. Es folgt also

beim Nachtreiben des Keiles, wenn e fest ist, der Keil in der Pfeilrichtung und wirkt so auf andere Teile anziehend.

Fig. 38.



Es finden sich bei Querkeilverbindungen auch wohl schmiedeeiserne Keile, doch wende man der gröfseren Sicherheit wegen besser nur Stahlkeile an.

Längskeile.

Die Längskeile haben nur einseitigen Anzug. Ihre Abmessungen sind Erfahrungswerte und finden sich hierin ziemliche Unterschiede.

Man hat, wenn

h_m = mittlere Höhe des Keiles (s. Fig. 78, Taf. 16)

b = Breite desselben bezeichnet,

$$\left.\begin{array}{l} b = 0{,}25\,d + 4 \\ h_m = 0{,}6\,b \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 42)$$

Sind zwei oder mehrere Keile angebracht, so kann man die Werte für h_m und b etwas kleiner machen, doch werden häufig auch dann obige Werte beibehalten.

Querkeile.

a) Berechnung der Befestigungskeile für ruhende Belastung.

Die Berechnung solcher Keile kann, sofern sie nicht lang sind, ohne Rücksicht auf Biegung zu nehmen, ausgeführt werden.

Im allgemeinen berechne man die Keile auf Biegung.

In der Stange herrscht die Zugkraft

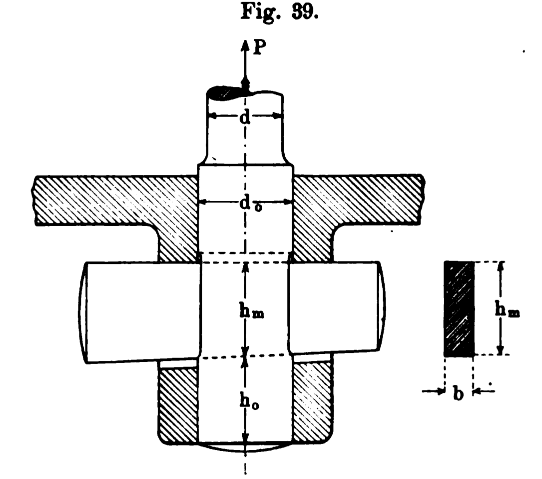
$$P = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_z,$$

welche dieselbe abzureifsen sucht.

Im Keilloch würde sich diese Zugkraft bestimmen aus der Gleichung:

$$P = \left(\frac{d_0^2\pi}{4} - b \cdot d_0\right) k_z.$$

Fig. 39.



Demnach ist:

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{d_0^2\pi}{4} - b \cdot d_0 \quad \ldots\ldots \quad 43)$$

Ferner sucht diese Zugkraft den Teil der Stange unter dem Keil abzuscheren, also ist auch

$$P = 2 \cdot d_0 \cdot h_0 \cdot k_s.$$

Mithin auch:

$$\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_z = 2\,d_0 \cdot h_0 \cdot k_s.$$

Da nun die zulässige Scherspannung gleich ist der 0,8fachen Zugspannung, also $k_s = 0{,}8\,k_z$, so folgt:

$$\frac{d^2\pi}{4} = 2\,d_0 \cdot h_0 \cdot 0{,}8 \quad \ldots\ldots \quad 44)$$

Aber auch der Keil mufs der Zugkraft widerstehen, letztere sucht ihn im Querschnitt $2 \cdot b \cdot h_m$ abzuscheren, daher mufs für den Keil sein:

$$P = 2\,b \cdot h_m \cdot k_s,$$

oder auch, wenn Keil und Stange aus gleichem Material sind, also $k_s = 0{,}8\,k_z$ ist:

$$\frac{d^2\pi}{4} = 2 \cdot b \cdot h_m \cdot 0{,}8 \quad \ldots\ldots \quad 45)$$

Schliefslich mufs noch die Druckfläche $b \cdot d_0$ des Keiles genügend grofs sein, also

$$P = b \cdot d_0 \cdot k_d,$$

oder wenn man, um praktisch brauchbare Werte zu erhalten, die zulässige Druckspannung hier zum dop-

pelten Werte der Zugspannung annimmt, also $k_d = 2 \cdot k_z$ setzt:

$$\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_z = b \cdot d_0 \cdot 2\,k_z$$

oder

$$\frac{d^2\pi}{4} = 2 \cdot b \cdot d_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 46)$$

Aus diesen Festigkeitsgleichungen ergeben sich die in den Figuren 86 bis 88, Taf. 16 eingetragenen Werte, die alle auf den Durchmesser d der Stange bezogen sind.

So hätte man aus Gleichung 46):

$$d_0 = \frac{d^2\pi}{8\,b}.$$

Setzt man diesen Wert in Gleichung 43) ein, so folgt beispielsweise für die Keilbreite

$$b \sim 0{,}33\,d.$$

Setzt man weiter z. B. diesen Wert in Gleichung 45) ein, so ergiebt sich für die mittlere Keilhöhe

$$h_m = 1{,}5\,d.$$

Hierbei war gleiches Material von Keil und Stange vorausgesetzt. Ist der Keil aus Stahl und die Stange aus Schmiedeeisen hergestellt, so ergiebt sich die Höhe des Stahlkeiles, da Stahl etwa 1,66 mal so fest ist als Schmiedeeisen:

$$h_m = \frac{1{,}5\,d}{0{,}8 \cdot 1{,}66} = 1{,}12\,d \sim 1{,}2\,d.$$

b) Berechnung langer Keile.

Sind die Keile Kräften, welche ihre Richtung wechseln, wie die Druck- und Zugkräfte einer Kolbenstange, unterworfen, so muſs bereits vorher, noch ehe der Richtungswechsel erfolgte, eine Kraft vorhanden sein, damit kein Schlagen, sondern stoſsfreie Übertragung stattfindet. Es muſs also in der Verbindung eine gröſsere Kraft herrschen, als die zu übertragende Kraft selbst beträgt. Eine solche Verbindung nennt man nach Bach Spannungsverbindung.

Bei Keilen mit ruhender Belastung braucht man hierauf keine Rücksicht zu nehmen, obgleich, streng genommen, auch hier durch das Eintreiben des Keiles eine etwas gröſsere Kraft entsteht.

Ist daher P die durch die Stange zu übertragende Kraft, so ist ein derartig beanspruchter Keil auf eine gröſsere Kraft zu berechnen. Obgleich letztere sich rechnerisch nicht genau ermitteln läſst, nimmt man nach Bach an, daſs bei einer solchen Spannungsverbindung die gröſste hervorgerufene Kraft $\frac{5}{4}P$ sei. Sind auſserdem die Querkeile verhältnismäſsig lang, wie die Keile an Pleuelköpfen, so biegen dieselben sich später, wenn man sie nur auf Abscherung berechnet.

Es müssen daher solche Keile auf Biegung berechnet werden. Hierbei wird der Keil als Träger auf zwei Stützen angesehen, der auf seiner ganzen Länge gleichmäſsig belastet ist.

Fig. 40.

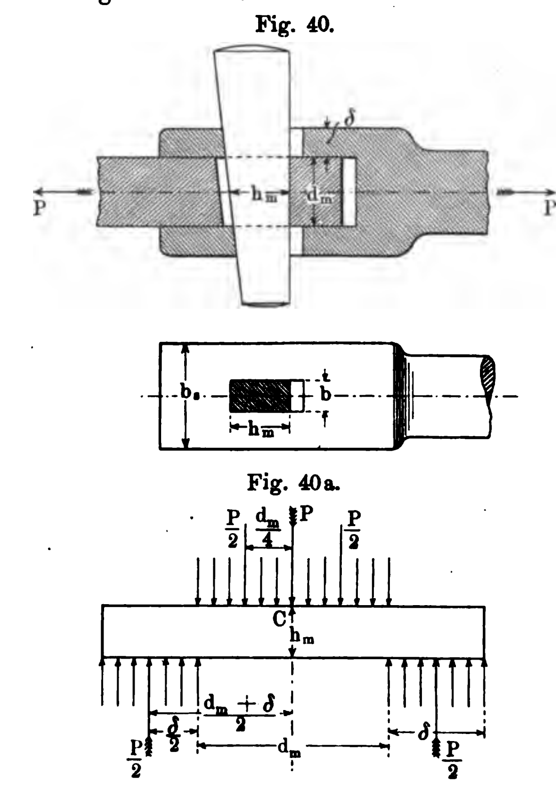


Fig. 40a.

Man hat dann nach der Biegungsfestigkeit, wenn man sich den Träger in der Mitte C eingespannt denkt die Gleichung:

$$\frac{P}{2}\left(\frac{d_m + \delta}{2}\right) - \frac{P}{2} \cdot \frac{d_m}{4} = W \cdot k_b,$$

oder, da das Widerstandsmoment für rechteckigen Querschnitt $W = \frac{b \cdot h_m^2}{6}$ ist:

$$\frac{P}{2}\left(\frac{d_m + \delta}{2} - \frac{d_m}{4}\right) = \frac{b \cdot h_m^2}{6} \cdot k_b \quad . \quad . \quad . \quad 47)$$

Hieraus ergiebt sich die mittlere Keilhöhe:

$$h_m = \sqrt{\frac{P}{2}\left(\frac{d_m + \delta}{2} - \frac{d_m}{4}\right)\frac{6}{b} \cdot \frac{1}{k_b}} \quad . \quad . \quad 47\,a)$$

Für die zu übertragende Kraft P ist, wie oben bereits gesagt, bei einer Spannungsverbindung $\frac{5}{4}P$ einzusetzen.

Die Keilstärke nehme man

$$b = 0{,}25\,d_m \div 0{,}33\,d_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 48)$$

wenn d_m = Durchmesser der runden Stange ist, oder wie bei Fig. 40, statt d_m die Breite bei b_s bei rechteckigem Querschnitt gesetzt wird.

Die Biegungsbeanspruchung ist zu nehmen für Schmiedeeisen:

$$k_b = 4 \div 5 \text{ kg pro qmm},$$

für Stahl: $k_b = 8 \div 10$ „ „ „

wenn der Druck P zwischen 0 und einem Maximum wechselt und

$$k_b \sim 13 \text{ kg},$$

wenn P konstant ist.

Ist, wie Figuren 90 u. 91, Taf. 17 zeigen, aufser dem Keil eine Beilage vorhanden, so ist in Gleichung 47) für das Widerstandsmoment

$$2 \cdot \frac{b\left(\frac{h_m}{2}\right)^2}{6}$$

zu setzen.

Sind aufser dem Keil zwei Beilagen angebracht, so hat man für das Widerstandsmoment in Gleichung 47)

$$3 \cdot \frac{b\left(\frac{h_m}{3}\right)^2}{6}$$

zu setzen.

Hierbei sind Keil und Beilagen gleich hoch und bedeuten $\frac{h_m}{2}$ und $\frac{h_m}{3}$ die mittleren Höhen von Keil und Beilagen.

Beispiel.

1. Die Keilverbindung der stählernen Kolbenstange mit dem Kreuzkopf habe eine Kraft $P = 4000$ kg aufzunehmen. Wie grofs sind die Dimensionen d_1, h_1 und h_2 der Kolbenstange? Wie grofs ferner die Dimensionen des Keiles?

Der Kreuzkopf sei aus Stahlgufs und der Durchmesser der Kolbenstange betrage 50 mm.

Der mittlere Durchmesser der Kolbenstange im Kreuzkopf ist also

$$d_m = \frac{d + d_1}{2} = \frac{50 + 38}{2} = \mathbf{44\,mm}.$$

Die Wandstärke des Kreuzkopfes sei:

$$\delta \sim \frac{d_m}{2} = \frac{44}{2} = 22 \sim \mathbf{23\,mm}.$$

Also wird der äufsere Durchmesser:

$$d_m + 2\delta = 44 + 2.23 = \mathbf{90\,mm}.$$

Der Keil ist aus Stahl.

Wählt man nach Gleichung 48) die Keilstärke

$$b = 0{,}27.44 = \sim \mathbf{12\,mm}$$

und setzt, da die Keilverbindung Spannungsverbindung ist, statt $P = 4000$ kg wieder $P = \frac{5}{4} \cdot 4000 = 5000$ kg, so ergiebt sich, wenn man noch $k_b = 10$ kg annimmt, die mittlere Keilhöhe aus Gleichung 47):

$$\frac{5000}{2}\left(\frac{44 + 23}{2} - \frac{44}{2}\right) = \frac{12 . h_m^2}{6} \cdot 10$$

$$56250 = \frac{12 . h_m^2}{6} \cdot 10,$$

woraus

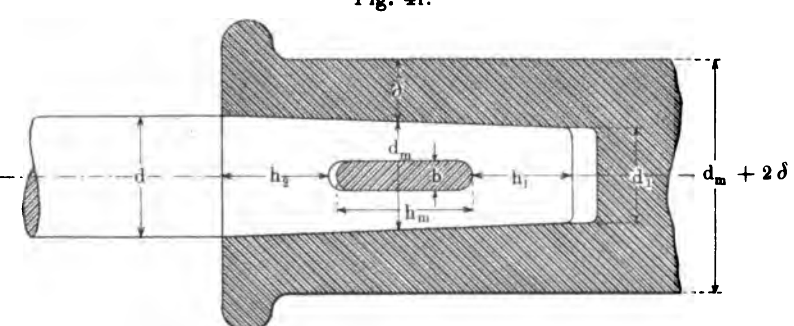
$$h_m = \sqrt{\frac{56250.6}{12.10}} \sim \mathbf{53\,mm}.$$

Die Zugfestigkeit im Keilloche ergiebt sich nun nach Gleichung 43) [s. die Formelaufstellung vor Gleichung 43)]:

$$5000 = \left(\frac{44^2\pi}{4} - 12.44\right)k_z,$$

woraus die Zugspannung $k_z \sim$ **5 kg** pro qmm, was zu-

Fig. 41.



Für Stahlgufs kann man $k_d \leqq 6$ kg pro qmm nehmen. Da die Keilverbindung hier als Spannungsverbindung anzusehen ist, ist eine gröfsere Kraft $P = \frac{5}{4} \cdot 4000 = 5000$ kg einzusetzen, folglich:

$$5000 = \left(\frac{50^2\pi}{4} - \frac{d_1^2\pi}{4}\right) \cdot 6,$$

woraus $d_1 \sim$ **38 mm**.

lässig ist, da für Flufsstahl hier $k_z = 4 \div 5$ kg zu nehmen ist.

Der Druck des Keiles auf die Kolbenstange berechnet sich nach Gleichung 46):

$$P = b . d_m . k_d,$$

und da die Druckspannung $k_d = 2 k_z \leqq 10$ pro qmm ist, folgt:

$$5000 = 12.44.k_d.$$

Hieraus:

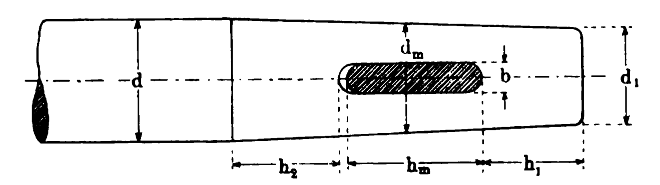
$$k_d = \frac{5000}{12.44} \sim \mathbf{9{,}5\,kg},$$

also zulässig, weil < 10 kg.

Wie grofs h_1 und h_2?

Die Kraft P sucht das Stück der Stange im Querschnitt $2.d_m.h_1$ herauszuscheren.

Fig. 42.



Nach Gleichung 44) erhält man hierfür:

$$P = 2.d_m.h_1.k_s.$$

k_s ist hierbei nur zu etwa 1,5 kg zu nehmen, folglich

$$5000 = 2.44.h_1.1{,}5,$$

woraus

$$h_1 = \frac{5000}{2.44.1{,}5} = 37{,}8 \sim \mathbf{38\,mm}.$$

Erfahrungsgemäfs hat man auch:

$$h_1 = 0{,}67\,h_m \div 0{,}75\,h_m,$$

also z. B.: $h_1 = 0{,}72.53 \sim 38$ mm,

wie oben.

Den Wert von h_2 nehme man etwas gröfser,

$$h_2 \sim 0{,}75\,h_m \div 0{,}8\,h_m,$$

demnach hier

$$h_2 = 0{,}8.53 \sim \mathbf{43\,mm}.$$

Wählt man schliefslich den Gesamtanzug des Keiles nach früherem etwa zu $\frac{1}{40}$ und ist der Keil um 35 mm länger als der äufsere Durchmesser der Kreuzkopfhülse, also die ganze Keillänge $L = 90 + 35 = 125$ mm, so hat man nach den Bezeichnungen der Fig. 36:

$$H = h_m + \frac{L}{2}\cdot\frac{1}{40} = 53 + \frac{125}{2}\cdot\frac{1}{40} = 54{,}56 \sim \mathbf{55\,mm},$$

$$h = h_m - \frac{L}{2}\cdot\frac{1}{40} = 53 - \frac{125}{2}\cdot\frac{1}{40} = 51{,}44 \sim \mathbf{52\,mm}.$$

Der Keil erhält, wie die Figuren zeigen, abgerundete Seiten, damit wegen der Härte des Stahles im Kreuzkopfloch nicht so leicht ein Einreifsen stattfinden kann.

Zapfen.

Die an Maschinenteilen angebrachten Zapfen ermöglichen durch Lagerung derselben in entsprechende Hohlformen eine Drehung der Maschinenteile um ihre Achse.

Man unterscheidet nach der Richtung des Druckes:

1. Tragzapfen, wenn die Last senkrecht zur Achse des Zapfens gerichtet ist, und

2. Stützzapfen, wenn die Last in der Achsrichtung wirkt.

Zu den Tragzapfen gehören im besonderen die Stirn- und Halszapfen, zu den Stützzapfen die Spur- und Kammzapfen. Stirnzapfen heifsen solche, welche sich an den Enden, Halszapfen dagegen solche, welche sich innerhalb einer Achse oder irgend sonst eines Maschinenteiles befinden.

Die Tragzapfen können cylindrisch oder, wenn ein Schwenken des Maschinenteils gestattet sein soll, auch kugelförmig sein.

Verbindungen von Zapfen mit hölzernen Achsen (bei Wasserrädern) zeigen die Figuren 95 und 97, Taf. 18.

Bei der Zapfenverbindung mit Keil nach Fig. 95 sind die beiden vorderen schmiedeeisernen Ringe vor der Eintreibung des Querkeils fest aufzuziehen. Der gufseiserne Flügelzapfen, Fig. 97, kann mit zwei, drei und vier Flügeln ausgeführt werden.

Berechnung der Zapfen.

Die Feststellung der Zapfendimensionen hat so zu erfolgen, dafs

1. der Zapfen einen genügend grofsen Widerstand gegen Abbrechen bietet;

2. die Belastung pro Flächeneinheit in Quadratcentimetern oder Quadratmillimetern (Flächendruck) eine gewisse Grenze nicht übersteigt.

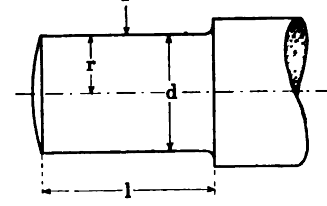
Bei zu grofsem Flächendruck kann sich nämlich das zwischen Lager und Zapfen gebrachte Öl nicht halten und wäre daher Warmlaufen zu erwarten.

Ferner ist aber auch Rücksicht darauf zu nehmen, dafs die durch die Reibung erzeugte Wärme nicht gröfser werde als diejenige, welche durch Luftzutritt oder durch besondere Mittel wieder entzogen werden kann.

Den Flächendruck kann man verringern durch stärkere Zapfen. Letztere haben aber ein gröfseres Reibungsmoment zur Folge, denn nach der Mechanik ist:

Reibungsmoment = Normaldruck × Reibungskoefficient × Zapfenhalbmesser oder: Reibungsmoment $= P . \mu . r.$

Fig. 43.



Der Beziehung zwischen Festigkeit und Flächendruck mufs daher bei der Konstruktion Rechnung getragen werden.

Der Reibungskoefficient μ ist eine Erfahrungszahl, welche hauptsächlich abhängig ist von der Art und Beschaffenheit der Materialien, sowie der des Schmiermittels, aber unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt. Letzteres gilt jedoch nur mit gewisser Einschränkung.

Zur Ermittelung des Reibungskoefficienten sind verschiedene Versuche angestellt worden, es lassen sich aber bestimmte Werte für die einzelnen Fälle nicht aufstellen. Schon deshalb nicht, weil der Reibungskoefficient eingelaufener Zapfen bedeutend kleiner ist als der neuer. Ebenso hat sich derselbe bei grofsen Belastungen als rasch zunehmend ermittelt. Letzteres erklärt sich durch Verdrängung der Flüssigkeitsschicht, also des Schmiermittels. Es darf daher als ganz vorteilhaft gelten, nicht zu dünnflüssige Schmiermittel zu verwenden.

Aus diesen Gründen mufs also dem Berechnenden die Wahl von Mittelwerten überlassen bleiben.

Durch Versuche ergab sich bei sehr gut gelagerten, eingelaufenen und geschmierten Zapfen:

$$\mu = 0{,}001 \div 0{,}017.$$

Zapfen.

Die an Maschinenteilen angebrachten Zapfen ermöglichen durch Lagerung derselben in entsprechende Hohlformen eine Drehung der Maschinenteile um ihre Achse.

Man unterscheidet nach der Richtung des Druckes:

1. Tragzapfen, wenn die Last senkrecht zur Achse des Zapfens gerichtet ist, und

2. Stützzapfen, wenn die Last in der Achsrichtung wirkt.

Zu den Tragzapfen gehören im besonderen die Stirn- und Halszapfen, zu den Stützzapfen die Spur- und Kammzapfen. Stirnzapfen heifsen solche, welche sich an den Enden, Halszapfen dagegen solche, welche sich innerhalb einer Achse oder irgend sonst eines Maschinenteiles befinden.

Die Tragzapfen können cylindrisch oder, wenn ein Schwenken des Maschinenteils gestattet sein soll, auch kugelförmig sein.

Verbindungen von Zapfen mit hölzernen Achsen (bei Wasserrädern) zeigen die Figuren 95 und 97, Taf. 18.

Bei der Zapfenverbindung mit Keil nach Fig. 95 sind die beiden vorderen schmiedeeisernen Ringe vor der Eintreibung des Querkeils fest aufzuziehen. Der gufseiserne Flügelzapfen, Fig. 97, kann mit zwei, drei und vier Flügeln ausgeführt werden.

Berechnung der Zapfen.

Die Feststellung der Zapfendimensionen hat so zu erfolgen, dafs

1. der Zapfen einen genügend grofsen Widerstand gegen Abbrechen bietet;

2. die Belastung pro Flächeneinheit in Quadratcentimetern oder Quadratmillimetern (Flächendruck) eine gewisse Grenze nicht übersteigt.

Bei zu grofsem Flächendruck kann sich nämlich das zwischen Lager und Zapfen gebrachte Öl nicht halten und wäre daher Warmlaufen zu erwarten.

Ferner ist aber auch Rücksicht darauf zu nehmen, dafs die durch die Reibung erzeugte Wärme nicht gröfser werde als diejenige, welche durch Luftzutritt oder durch besondere Mittel wieder entzogen werden kann.

Den Flächendruck kann man verringern durch stärkere Zapfen. Letztere haben aber ein gröfseres Reibungsmoment zur Folge, denn nach der Mechanik ist:

Reibungsmoment = Normaldruck $\times$ Reibungskoefficient $\times$ Zapfenhalbmesser oder: Reibungsmoment $= P . \mu . r$.

Fig. 43.

Der Beziehung zwischen Festigkeit und Flächendruck mufs daher bei der Konstruktion Rechnung getragen werden.

Der Reibungskoefficient μ ist eine Erfahrungszahl, welche hauptsächlich abhängig ist von der Art und Beschaffenheit der Materialien, sowie der des Schmiermittels, aber unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt. Letzteres gilt jedoch nur mit gewisser Einschränkung.

Zur Ermittelung des Reibungskoefficienten sind verschiedene Versuche angestellt worden, es lassen sich aber bestimmte Werte für die einzelnen Fälle nicht aufstellen. Schon deshalb nicht, weil der Reibungskoefficient eingelaufener Zapfen bedeutend kleiner ist als der neuer. Ebenso hat sich derselbe bei grofsen Belastungen als rasch zunehmend ermittelt. Letzteres erklärt sich durch Verdrängung der Flüssigkeitsschicht, also des Schmiermittels. Es darf daher als ganz vorteilhaft gelten, nicht zu dünnflüssige Schmiermittel zu verwenden.

Aus diesen Gründen mufs also dem Berechnenden die Wahl von Mittelwerten überlassen bleiben.

Durch Versuche ergab sich bei sehr gut gelagerten, eingelaufenen und geschmierten Zapfen:

$$\mu = 0{,}001 \div 0{,}017.$$

In der Praxis werden aber meist so sauber ausgeführte Konstruktionen nicht vorliegen und wird daher μ entsprechend höher anzunehmen sein.

Als Mittelwerth kann man bei geschmierten Zapfen in Bronzelagern nehmen

$$\mu = 0{,}0625.$$

1. Tragzapfen.

a) Stirnzapfen.

Es bezeichne:

P = den auf dem Zapfen lastenden Druck in Kilogramm,
l = Länge des Zapfens,
d = Durchmesser des Zapfens,
e = Höhe des Anlaufes,
e_1 = Breite desselben,
M = Moment, welches den Zapfen abzubrechen versucht,
W = Widerstandsmoment (hier des Kreisquerschnitts),
k_b = zulässige Biegungsspannung,
p = zulässigen Flächendruck,
n = Tourenzahl des Zapfens,

so gilt das Folgende:

Denkt man sich den von unten wirkenden, gleichmäfsig verteilten Gegendruck in eine einzelne Kraft,

Fig. 44. Fig. 45.

welche an der halben Länge des Zapfens angreift, konzentriert, so ist das Biegungsmoment:

$$M = P \cdot \frac{l}{2}.$$

Nach der Biegungsfestigkeit ist nun:

$$M = W . k_b.$$

Das Widerstandsmoment ist für vollen, kreisförmigen Querschnitt

$$W = \frac{\pi}{32} d^3 \sim 0{,}1\, d^3$$

und für hohlcylindrischen Querschnitt:

$$W = 0{,}1 . \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}$$ (s. hohle Zapfen, S. 29).

Folglich ist für den vollen Zapfen:

$$P \cdot \frac{l}{2} = 0{,}1\, d^3 . k_b \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 49)$$

Hieraus ergiebt sich der Zapfendurchmesser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P . l}{0{,}2 . k_b}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 49a)$$

k_b kann hierbei genommen werden:

für Schmiedeeisen .	$k_b = 3 \div 4$ kg pro qmm
„ Gufseisen . . .	$k_b = 1{,}5 \div 2{,}5$ „ „ „
„ Stahlgufs . . .	$k_b = 2{,}5 \div 3{,}5$ „ „ „
„ Flufsstahl . . .	$k_b = 4 \div 5$ „ „ „

Für nicht wechselnde Beanspruchung können diese Werte noch erhöht werden.

Das aus Gleichung 49) gewonnene Resultat genügt nur der Festigkeit des Zapfens, was, wie oben bereits bemerkt, im Allgemeinen nicht genügt.

Es mufs auch Rücksicht auf die Flächenpressung genommen werden. Als tragende Fläche ist hierbei nicht die ganze gekrümmte Oberfläche, mit welcher der Zapfen eingelagert ist, zu verstehen, sondern nur ihre Projektion, also das Rechteck $l . d$.

Diese Betrachtung führt zu der Formel

$$P = l . d . p \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 50)$$

woraus

$$d = \frac{P}{l . p} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 50a)$$

Der Flächendruck p ist hierbei für sich fortwährend drehende Zapfen bei guter Arbeit und Ölung [1]):

für gehärteten Tiegelgufsstahl auf gehärteten Gufsstahl	$p \leqq 1{,}5$ kg pro qmm
„ gehärteten Tiegelgufsstahl auf Bronze	$p \leqq 0{,}9$ „ „ „
„ ungehärteten Tiegelgufsstahl auf Bronze	$p \leqq 0{,}6$ „ „ „
„ Flufs- und Schweifseisen mit glatter Oberfläche auf Bronze	$p \leqq 0{,}4$ „ „ „
„ Schweifseisen mit nicht so glatter Oberfläche oder Gufseisen auf Bronze	$p \leqq 0{,}3$ „ „ „
„ Schweifseisen mit nicht ganz reiner Oberfläche auf Gufseisen	$p \leqq 0{,}25$ „ „ „
„ mit Wasser geschmiertes Flufs- und Schweifseisen auf Pockholz	$p \leqq 0{,}25$ „ „ „

Für Zapfen, welche sich nur zeitweilig drehen (wie die der Seil- und Kettenrollen), können obige Werte doppelt bis dreifach genommen werden.

Im Besonderen giebt Bach noch als Mittelwerte an:

---

[1]) Nach C. Bach, Die Maschinen-Elemente.

für gufsstählerne Kurbelzapfen in Weifsmetalllagern bei Lokomotiven $p = 1$ kg pro qmm
„ gufsstählerne Kreuzkopfzapfen desgleichen . . $p = 1{,}5$ „ „ „
„ gufsstählerne Kurbelzapfen auf Bronze laufend (bei Dampfmaschinen) . . . . $p = 0{,}6 \div 0{,}7$ kg pro qmm
„ desgleichen Kreuzkopfzapfen . . . . $p = 0{,}8 \div 0{,}9$ „ „ „
„ die Zapfen der Schwungradwelle von Dampfmaschinen . . . . . $p = 015 \div 0{,}16$ „ „ „

Ist die Belastung dieser Zapfen nur zeitweilig (wie bei Maschinen zum Lochen) und die Geschwindigkeit gering, so kann p bedeutend höher genommen werden, bis 2 kg pro qmm und darüber.

In Rücksicht auf Festigkeit und Flächenpressung verbinde man die Gleichungen 49) und 50):

$$\frac{0{,}2\, d^3 . k_b}{l} = l . d . p,$$

woraus

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 . k_b}{p}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 51)$$

Hieraus folgt zunächst der Gröfstwert von $\frac{l}{d}$.

Man kann nun diesen oder einen kleineren Wert in Rechnung setzen, indem man l durch d ausdrückt. Setzt man dann diesen Wert in Gleichung 50) ein, so ergiebt sich d, folglich auch l.

Diese so erhaltenen Werte wären schliefslich noch einer Betrachtung zu unterziehen. Es wäre nämlich zu untersuchen, ob l auch für die durch die Reibung erzeugte und wieder abzuleitende Wärmemenge grofs genug gefunden wurde.

Man hat nach der Mechanik:

Arbeit = Kraft × Weg in Meterkilogramm.

Die Pressung p pro Quadratmeter ist $\frac{1}{1000}$ und der Weg $= \frac{2 r \pi . n}{60} = \frac{d \pi . n}{60}$; folglich die Reibungsarbeit in Meterkilogrammen:

$$A = \mu . p \frac{d . \pi . n}{60 . 1000}.$$

Wird hierin aus Gleichung 50) der Wert $p = \frac{P}{l . d}$ und für den Reibungskoefficienten im Mittel $\mu = 0{,}0625$ (siehe hierüber Seite 28) eingesetzt, so folgt:

$$A = 0{,}0625 \cdot \frac{P}{l . d} \cdot \frac{d \pi . n}{60 . 1000}$$

oder

$$A \sim \frac{P . n}{305\,000 . l}.$$

Die Reibungsarbeit A_x, die in Wärme umgesetzt, höchstens abgeleitet werden kann, mufs nun immer gleich oder gröfser als A sein, also

$$A_x \geqq A$$

oder

$$A_x \geqq \frac{P . n}{305\,000 . l},$$

folglich

$$l \geqq \frac{P . n}{305\,000\, A_x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52)$$

Ergiebt sich hieraus jetzt l kleiner, als vorher gefunden, so kann man l wie vorher beibehalten. Andernfalls aber ist aus 52) die Zapfenlänge l zu berechnen und danach aus Gleichung 49) der Zapfendurchmesser d.

Für A_x nehme man nach Bach:

1. Wenn ein kühlender Luftzug vorhanden (wie bei Kurbelzapfen) und die Wärme durch beide Lagerschalen möglichst gleich abgeführt wird:

$$A_x = 0{,}0125 \div 0{,}03$$

für Gufsstahl auf Bronze oder Weifsmetall bei Dampfmaschinen.

2. Wenn der kühlende Luftzug nicht vorhanden (wie bei dem Lager der Kurbel und des Schwungrades) und die Wärme nur durch eine (untere) Lagerschale abgeleitet wird:

$$A_x = 0{,}005$$

für Dampfmaschinen (normal),

$$A_x = 0{,}0133$$

für desgleichen mit Lagerschalen aus Weifsmetall.

A_x kann um so höher genommen werden, je kleiner die Flächenpressung ist.

Für die Zapfen der Lokomotiv- und Eisenbahnachsen sind obige Werte bedeutend höher, da hier der scharfe Luftstrom durch die Geschwindigkeit des Zuges für Abkühlung sorgt.

Nach Bach laufen die Achsen der Personenwagen noch zufriedenstellend für $A_x = 0{,}0266$. Bei Schnellzuggeschwindigkeiten und dreiachsigen Lokomotiven für $A_x = 0{,}05$.

Ferner für die äufseren Kurbelzapfen von Lokomotiven $A_x = 0{,}0833$.

Die Höhe des Anlaufes sei:

$$\left.\begin{aligned} e &= 3 + 0{,}1\, d \\ \text{und} \quad e_1 &= 1{,}5\, e \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 53)$$

a_1) Hohle Zapfen.

Für hohle Zapfen, z. B. an hohlen, gufseisernen Achsen ist, wie bereits auf Seite 28 gesagt, das Widerstandsmoment

$$W = 0{,}1 \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a},$$

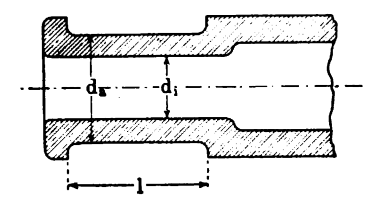
wo

$$d_a = \text{äufserer Durchmesser}$$

und

$$d_i = \text{innerer Durchmesser bedeutet.}$$

Fig. 46.



Somit ergiebt sich für den hohlen Zapfen:

$$P \cdot \frac{l}{2} = 0{,}1 \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} \cdot k_b.$$

Das Höhlungsverhältnis nehme man

$$\frac{d_i}{d_a} = 0{,}4 \div 0{,}8,$$

im Mittel daher $d_i = 0{,}6\, d_a$.

Setzt man diesen Wert in obige Formel ein, so ergiebt sich:

$$P \cdot \frac{l}{2} = 0{,}1 \cdot \frac{d_a^4 - (0{,}6\, d_a)^4}{d_a} \cdot k_b \quad . \quad . \quad . \quad 54)$$

In Bezug auf Flächendruck wäre wieder:

$$P = l \,.\, d_a \,.\, p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55)$$

folglich ergiebt die Verbindung von Gleichung 54 und 55):

$$\frac{0{,}2}{l} \cdot \frac{d_a^4 - (0{,}6\, d_a)^4}{d_a} \cdot k_b = l \,.\, d_a \,.\, p$$

oder

$$\frac{0{,}2}{l} \cdot \frac{d_a^4 - 0{,}1296 \,.\, d_a^4}{d_a} \cdot k_b = l \,.\, d_a \,.\, p,$$

$$\frac{0{,}2}{l} \cdot \frac{d_a^4\, (1 - 0{,}1296)}{d_a} \cdot k_b = l \,.\, d_a \,.\, p,$$

woraus

$$\frac{l}{d_a} = \sqrt{\frac{0{,}2 \,.\, 0{,}8704 \,.\, k_b}{p}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 56)$$

Hieraus folgt wieder der Gröfstwert von $\frac{l}{d_a}$.

Der innere Durchmesser ergiebt sich dann

$$d_i = 0{,}6 \,.\, d_a.$$

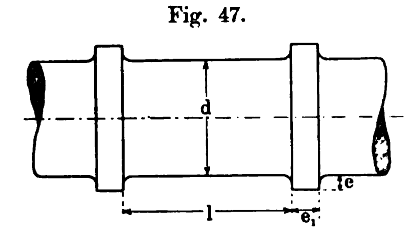
Alles Übrige ist wie vorher beim vollen Zapfen zu berechnen.

b) Halszapfen.

Im Allgemeinen erhalten die Halszapfen denselben Durchmesser wie die Welle, an der sie befestigt sind, da dieselben meist durch verdrehende Kräfte gleich der Welle beansprucht werden.

Man gebe ihnen dieselbe Länge, wie einem gleich belasteten Stirnzapfen und gilt hierfür die Formel 52).

Fig. 47.



Bezeichnet:

M_b = gröfstes Biegungsmoment für den Halszapfen,
M_d = „ Drehmoment „ „ „

so ist nach der Festigkeitslehre das ideelle Biegungsmoment

$$M_{b_{(i)}} = \frac{3}{8}\, M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}.$$

Ferner:

$$M_{b_{(i)}} = W \,.\, k_b.$$

Daher für den vollen Kreisquerschnitt

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}1\, d^3 \,.\, k_b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 57)$$

und für den hohlen Querschnitt

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}1 \cdot \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} \cdot k_b \cdot \quad . \quad . \quad . \quad 57\text{a})$$

wobei wieder

$$d_i = 0{,}4\, d^a \div 0{,}8\, d_a$$

ist.

Man bestimme sich bei der Berechnung zunächst l aus Gleichung 52); d ergiebt sich dann aus Gleichung 57). Schliefslich wäre in Bezug auf Flächendruck auch hier Gleichung 50) zu berücksichtigen.

c) Gabelzapfen.

Der Gabelzapfen ist wieder als Träger auf zwei Stützen zu betrachten, welcher auf seiner ganzen Länge gleichmäfsig belastet ist. Die Berechnung desselben kann bei sehr kleiner Länge auf Abscherung durchgeführt werden, doch berechne man denselben in der Regel auf Biegung wie die Keile. Das gröfste Biegungsmoment folgt aus Gleichung 47).

Fig. 48.

Dieses ist beim vollen Zapfen wieder gleich

$$0{,}1\, d^3 \,.\, k_b$$

und beim hohlen Zapfen gleich

$$0{,}1 \cdot \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} \cdot k_b$$

zu setzen.

Man nehme bei der Berechnung zunächst die Länge J_m an, doch so, dafs dieselbe der Gleichung 52) genügt. Hierauf bestimmt man sich den Durchmesser d einmal in Rücksicht auf Flächenpressung nach Gleichung 50) und das andere Mal in Rücksicht auf Biegungsfestigkeit nach Gleichung 47).

Der gröfsere Wert von d wird beibehalten.

d) Kugelzapfen.

Der Kugelzapfen gestattet durch seine Kugelform ein Schwenken der Schubstange, wenn z. B. die Kurbelwelle ihre genaue Lage verändert hat.

Fig. 49.

Man findet denselben häufig als Kurbelzapfen bei Sägegattern.

In Bezug auf die Festigkeit des Zapfens ergiebt sich, wenn die Kraft P am Hebelarm $\frac{d}{2}$ angreift und der Durchmesser des Zapfens an der gefährlichen Stelle $0{,}62\,d$ beträgt

$$P \cdot \frac{d}{2} = 0{,}1\ (0{,}62\,d)^3 . k_b,$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{P}{0{,}0476 . k_b}} \quad \ldots\ldots \quad 58)$$

Für die Flächenpressung ergiebt sich annähernd als Projektionsfläche $x . y$ nach Figur, hierbei sei:

Fig. 50.

$$\frac{x}{2} = \frac{d}{2} \cdot tg\ 40^0$$

$$x = d . tg\ 40^0 = d . 0{,}839$$

und

$$\frac{y}{2} = \frac{d}{2} \cdot cos\ 40^0$$

$$y = d . cos\ 40^0 = d . 0{,}766,$$

folglich

$$x . y = 0{,}839 . 0{,}766\, d^2 \sim 0{,}64\, d^2,$$

daher

$$P = 0{,}64\, d^2 . p,$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{P}{0{,}64 . p}} \quad \ldots\ldots \quad 59)$$

Die in Wärme umgesetzte Reibungsarbeit ergiebt sich wieder zu

$$A = \mu . p \cdot \frac{d . \pi . n}{60 . 1000}.$$

Nimmt man an, dafs die ganze Kugeloberfläche zur Wärmeableitung beitrage, so ist in obige Formel für

$$p = \frac{P}{\frac{d^2 \pi}{4}}$$

zu setzen.

Ist ferner wieder $\mu = 0{,}0625$, so folgt

$$A = 0{,}0625 \cdot \frac{P}{\frac{d^2\pi}{4}} \cdot \frac{d\pi . n}{60 . 1000}$$

oder

$$A = \frac{P . n}{240000 . d} \leqq A_x.$$

Hieraus folgt:

$$d \geqq \frac{P . n}{240000 . A_x} \quad \ldots\ldots \quad 60)$$

Der gröfste Wert von d aus den Gleichungen 58), 59) und 60) ist beizubehalten.

Für A_x, p und k_b gelten die früheren Angaben.

2. Stützzapfen.

Auch für diese sind die oben angegebenen Gesichtspunkte mafsgebend.

a) Der ebene Spurzapfen.

Bezeichnet:

P = den in der Achsrichtung wirkenden Druck in Kilogramm,

p = Druck pro Flächeneinheit in Kilogramm pro Quadratmillimeter,

d = Durchmesser des Spurzapfens,

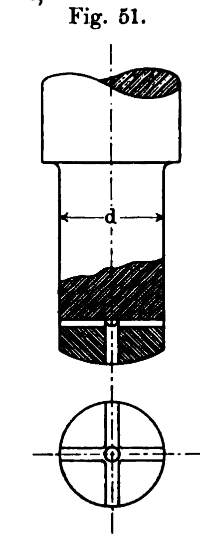


Fig. 51.

so erhält man, ohne Rücksicht auf die Flächenverminderung durch die Schmiernuten zu nehmen:

$$P = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot p,$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4\,P}{\pi . p}} \quad \ldots \quad 61)$$

Mit Berücksichtigung der Reibungsarbeit ergiebt sich:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p \cdot \frac{d . \pi . n}{60 . 1000}$$

oder, wenn man mit μ nicht über 0,05 geht und

$$p = \frac{P}{\frac{d^2\pi}{4}}$$

gesetzt wird

$$A = \frac{P \cdot n}{600\,000 \cdot d} \leqq A_x,$$

folglich

$$d \geqq \frac{P \cdot n}{600\,000 \cdot A_x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 62)$$

Für p gelten wieder die früheren Angaben.

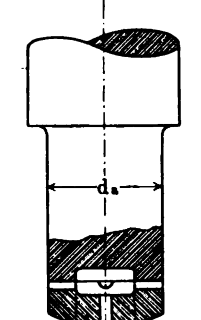
A_x soll nach Bach nicht über 0,007 genommen werden. Für Spurzapfen, welche sich nur zum Teil drehen, kann p bedeutend höher und zwar das Doppelte und mehr von den früher angegebenen Werten betragen.

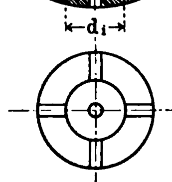
b) Der ringförmige Spurzapfen.

Bezeichnet wieder:

P = axialen Druck,
p = Flächendruck in Kilogramm pro Quadratmillimeter,
d_a = äufseren Durchmesser des Spurzapfens,
d_i = inneren „ „ „

Fig. 52.





so erhält man unter Vernachlässigung der Flächenverminderung durch die Schmiernuten

$$P = (d_a^2 - d_i^2)\,\frac{\pi}{4} \cdot p,$$

woraus

$$d_a = \sqrt{\frac{4\,P}{\pi \cdot p} + d_i^2} \quad . \quad . \quad 63)$$

Mit Berücksichtigung der Reibungsarbeit ergiebt sich:

$$d_a \geqq d_i + \frac{P \cdot n}{600\,000 \cdot A_x} \quad . \quad 64)$$

Im Übrigen gilt das beim ebenen Spurzapfen Gesagte.

c) Der Kammzapfen.

Bei starkem Druck und grofsen Tourenzahlen erhalten die Spurzapfen unbequeme Dimensionen. Man wendet in solchen Fällen einen Kammzapfen an, welcher den Druck durch einzelne Ringe auf das Lager überträgt.

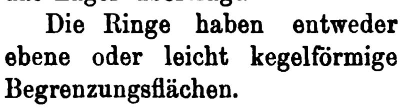
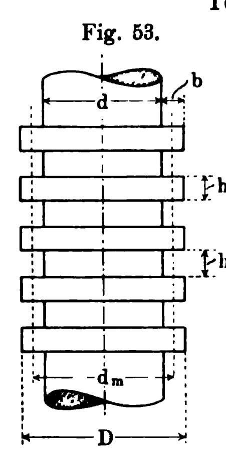


Fig. 53.



Die Ringe haben entweder ebene oder leicht kegelförmige Begrenzungsflächen.

Es bezeichnet:

P = axialen Druck,
p = Flächendruck in Kilogramm pro Quadratmillimeter,
d = Durchmesser der Welle und zugleich kleinsten Durchmesser des Zapfens,
D = äufseren Durchmesser der Zapfenringe,
d_m = mittleren „ „ „
i = Anzahl der Ringe,
b = Breite „ „
h = Höhe eines Zapfenringes,
h_1 = Höhe des entsprechenden Ringes im Lager.

Dann gilt:

$$d_m = \frac{D + d}{2}$$

und die Breite eines Ringes ist:

$$b = \frac{D - d}{2}.$$

Die Fläche eines Ringes ist $d_m \cdot \pi \cdot b$, jeder Ring würde also belastet mit

$$d_m \cdot \pi \cdot b \cdot p.$$

Der gesamte, vom Zapfen aufgenommene Druck wird daher:

$$P = d_m \cdot \pi \cdot b \cdot p \cdot i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 65)$$

Hierbei ist angenommen, dafs der Druck sich auf alle Ringe gleichmäfsig verteilt. Letzteres ist jedoch meistens nicht der Fall, da die Ringe schwerlich überall gleich aufliegen werden. Man darf deshalb p nicht so hoch, als früher angegeben wurde, nehmen.

Man wähle etwa $p = \frac{1}{10}$ von diesen Werten.

Die Ringbreite sei:

$$b = 0{,}1\,d \div 0{,}15\,d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 66)$$

Die Höhe h wäre nach der Biegungsbeanspruchung zu bestimmen.

Man macht $h \leqq b$; h_1 meistens etwas gröfser oder gleich h.

Mit Berücksichtigung der Reibungsarbeit ergiebt sich:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p \cdot \frac{2\,d_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \leqq A_x$$

und für

$$\mu = 0{,}05 \quad \text{und} \quad p = \frac{P}{d_m \cdot \pi \cdot b \cdot i}$$

folgt:

$$i \cdot b \geqq \frac{P \cdot n}{1\,200\,000 \cdot A_x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 67)$$

Auch für A_x sind hier bedeutend kleinere Werte als früher angegeben, einzusetzen, weil ein Kammzapfenlager die Wärme weit schlechter ableitet.

Bei der Berechnung nehme man A_x an und bestimme sich zunächst i aus Gleichung 67).

Aus Gleichung 65) findet man alsdann den Flächendruck p. Letzterer darf den zulässigen Wert nicht überschreiten.

Beispiele.

1. Eine senkrecht stehende Triebwerkswelle von 120 mm Durchmesser mit gehärtetem, stählernem Zapfen (s. Fig. 51, Text) soll auf ebensolchem Spurzapfen laufen. Welchen Durchmesser erhält letzterer, wenn der gesamte Druck auf den Spurzapfen (bestehend aus Eigengewicht der Welle und dem Gewichte aufgekeilter Räder und Kupplungen) $P = 3000$ kg beträgt?

Nach Gleichung 61) ergiebt sich für den ebenen Spurzapfen der Durchmesser, wenn man $p = 1{,}5$ kg pro qmm annimmt:

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi . p}} = \sqrt{\frac{4 . 3000}{\pi . 1{,}5}} \sim 51 \text{ mm}.$$

Beträgt die Tourenzahl der Welle $n = 90$ pro Minute, so ergiebt sich in Rücksicht auf die Reibungsarbeit, wenn man $A_x = 0{,}006$ wählt, nach Gleichung 62) der Durchmesser

$$d \geqq \frac{P . n}{600\,000 . A_x} \geqq \frac{3000 . 90}{600\,000 . 0{,}006} = \mathbf{75\ mm},$$

welcher Wert beizubehalten ist.

Durch diesen gröfseren Durchmesser wird nun die Flächenpressung noch vermindert.

2. Eine Turbine vollführt 50 Touren pro Minute. Die totale Belastung P auf die schmiedeeiserne Tragsäule und den Oberwasser-Spurzapfen (s. letzteren Fig. 94, Taf. 18) besteht aus dem Gewicht des Turbinenrades + dem Gewicht der hohlen, gufseisernen Turbinenwelle nebst Turbinenzapfen + dem Gewicht des Zahnrades + dem vertikalen Wasserdruck. Es sei diese Gesamtbelastung $P = 3500$ kg. Welchen Durchmesser erhält der Oberwasser-Spurzapfen?

Wählt man $p = 0{,}7$ (Stahl auf Bronze, s. S. 28), so ergiebt sich für diesen Flächendruck der Zapfendurchmesser nach Gleichung 61):

$$d = \sqrt{\frac{4 . 3500}{3{,}14 . 0{,}7}} \sim \mathbf{80\ mm}.$$

Die Gleichung 62) verlangt, wenn $A_x = 0{,}005$ genommen wird:

$$d \geqq \frac{3500 . 50}{600\,000 . 0{,}005} \geqq 58{,}3 \text{ mm}.$$

Es ist $d = 80$ mm als der gröfsere Wert beizubehalten.

3. Der Kammzapfen an der Schraubenwelle eines Dampfers hat einem axialen Druck $P = 5500$ kg zu widerstehen. Der Durchmesser der Schraubenwelle betrage $d = 190$ mm. Die Tourenzahl derselben $n = 140$ pro Minute. Der Zapfen laufe in einem Bronzelager.

Nach Gleichung 66) ergiebt sich im Mittel für den Kammzapfen die Ringbreite:

$$b = 0{,}125 . 190 \sim \mathbf{24\ mm}.$$

Der äufsere Durchmesser wird:

$$D = d + 2b = 190 + 2 . 24 = \mathbf{238\ mm}.$$

Ferner der mittlere Durchmesser:

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{238 + 190}{2} = \mathbf{214\ mm}.$$

Nimmt man, wie oben gesagt, wegen der schlechteren Wärmeableitung nur $A_x = 0{,}003$, so erhält man nach Gleichung 67):

$$i . 24 \geqq \frac{5500 . 140}{1\,200\,000 . 0{,}003} = 214$$

und hieraus

$$i \geqq \frac{214}{24} \sim \mathbf{9\ Ringe}.$$

Der Flächendruck beträgt demnach nach Gleichung 65):

$$p = \frac{5500}{214 . 3{,}14 . 24 . 9} = \mathbf{0{,}038}.$$

Dieser Wert ist zulässig, da er noch geringer ist als etwa $1/_{10}$ des früher angegebenen Wertes für p auf Seite 28.

Lager.

Die Lager dienen dazu, die an den Maschinenteilen befindlichen Zapfen zu tragen.

Sie werden eingeteilt in Trag- oder Stützlager (Spurlager), je nachdem sie für Trag- oder Stützzapfen bestimmt sind.

Am vollständigen Lager unterscheidet man:

a) die Lagerschalen,
b) den Lagerkörper (Rumpf, Fufs und Deckel),
c) die Fundamentplatte,
d) die Verbindungsteile, wie Schrauben und Keile.

Bei der Konstruktion eines Lagers ist nicht nur auf genügende Festigkeit, sondern auch darauf Rücksicht zu nehmen, dafs das Lager heftige Stöfse und Erschütterungen auszuhalten im stande ist. Es ist daher Bedingung, dem Lager eine gewisse Masse zu geben, derart, dafs etwaige Stöfse nicht in ihrer vollen Kraft auf die unter dem Lager befindlichen Teile fortgeleitet werden können.

An ein gutes Lager werden folgende Anforderungen gestellt:

a) sichere Führung der Welle,
b) geringe Abnutzung der Schalen,
c) leichtes Nachstellen,
d) gute Schmierung,
e) bequeme Montage,
f) leichtes Auseinandernehmen.

Lagerschalen.

An eine zweckmäfsige Lagerschale stellt man die Anforderung, dafs dieselbe sich möglichst leicht bearbeiten läfst, im Lagerkörper gut anliegt und ihre Abnutzung den Verhältnissen entsprechend eine geringe ist.

Ferner ist auch dafür Sorge zu tragen, dafs bei eingetretener Abnutzung der Lagerschalen wenigstens die Schale, die den Druck aufzunehmen hat, nachstellbar ist, damit die Welle ihre anfängliche Lage beibehält (vergl. Zeitschr. d. Ver. d. Ing., Jahrg. 1899, S. 1153).

Wegen der Erwärmung nehme man für Lagerschalen nur Materialien, welche die Wärme gut ableiten.

Die Lagerschalen werden hergestellt aus Gufseisen, ferner aus Metalllegierungen (Rotgufs, Bronze, Weifsmetall) und Holz. Hölzerne Lagerschalen werden aus Pockholz und Weifsbuche gefertigt.

Fig. 98, Taf. 19/20 zeigt eine cylindrische Lagerschale mit Zapfen. Der Zapfen kann angegossen oder, was besser ist, eingesetzt sein. In letzterem Falle läfst sich die Schale auf der Drehbank besser bearbeiten.

Zu diesem Zweck werden die Schalen am besten an den Stofsflächen bearbeitet, hierauf verlötet und dann abgedreht. Es genügt, einen Zapfen anzuordnen, wenn die beiden Lagerschalen zusammenstofsen oder auch mit Zwischenlagen versehen sind. Da so die eine Schale in ihrer Lage bleiben mufs, kann sich auch die andere nicht drehen. Mitunter genügt auch schon ein starkes Schmierröhrchen, die Drehung der Schalen zu verhindern.

Die Schalen besitzen, wie wohl fast alle Lagerschalen aus Metall, Arbeitsleisten, die hier nur abgedreht zu werden brauchen. Das Einpassen in den Lagerkörper geschieht durch Bestreichen mit Mennigfarbe, letzteres hauptsächlich bei achteckigen Schalen. Infolge der leichten Bearbeitung ist die Herstellung der runden Lagerschalen eine billige.

Fig. 101, Taf. 19/20 zeigt dieselben Lagerschalen, nur mit ungleich starker Wandstärke. In diesem Falle ist die Bohrung nicht konzentrisch mit der äufseren Begrenzung des Lagers.

Nachdem die Lagerschalen fertig in den Lagerkörper eingepafst sind, erfolgt das Ausbohren derselben.

Früher liefs man im Lager zwischen beiden Schalen einen kleinen Spalt, des Nachstellens wegen, in neuerer Zeit aber legt man die Schalen fest aufeinander und nimmt vor dem Nachziehen das überflüssige Material mit der Feile weg.

Fig. 99, Taf. 19/20 zeigt eine runde Lagerschale mit seitlichen Lappen. Letztere haben, gleich den Stiften, den Zweck, die Drehung der Schalen zu verhindern.

Fig. 100, Taf. 19/20 zeigt eine achteckige Lagerschale.

Die Bearbeitung der Arbeitsleisten erfolgt hier am besten mit der Hand durch Meifsel und Feile. Durch Bestreichen mit Mennigfarbe wird ein gutes Anliegen im Lagerkörper kenntlich gemacht. Die achteckige Form verhindert die Drehung der Schalen.

Fig. 102, Taf. 19/20 zeigt eine gufseiserne Buchse mit Weifsgufsfutter, wie solche bei Kurbelwellenlagern von Dampfmaschinen Verwendung finden. Damit das um den Zapfen oder Dorn eingegossene Weifsgufsfutter sich im Lagerkörper nicht drehen kann, erhält dasselbe Nuten, wie Figur zeigt.

Weifsmetall ist ein sehr dünnflüssiges Metall und gewährt den Vorteil der leichten Ersetzbarkeit.

Aufserdem werden durch solche Futter auch die Zapfen geschont, da dieses Material sehr weich ist.

Allerdings ist dafür auch die Abnutzung eine gröfsere.

Fig. 109, Taf. 23/24 zeigt die gufseiserne Sellerssche Lagerschale. Gufseisen ist bedeutend billiger als Rotgufs und eignet sich ganz vorteilhaft, wenn man den Lagerschalen eine solche Länge giebt, dafs die Flächenpressung zwischen Zapfen und Lager gering wird und das Öl durch die Pressung nicht weggedrückt werden kann. Es erhalten daher diese Schalen eine ungefähre Länge gleich dem vierfachen Wellendurchmesser, also $l = 4d$.

Die Lagerschale von Sellers hat den Hauptvorzug der Drehbarkeit auf ihrem Sitz in der Richtung des Zapfens, herbeigeführt durch ihr kugelförmiges Auflager. Die seitlichen beiden Schmiernäpfe der oberen Schale werden mit Fett (Talg) gefüllt, das erst bei etwaiger Erwärmung der Welle bezw. der Schale schmilzt und so für die nötige Abkühlung sorgt.

Fig. 103, Taf. 19/20 zeigt eine hölzerne Lagerschale.

Man findet solche bei Schleifsteinen, Wasserrädern, überhaupt da, wo Flüssigkeiten u. s. w. die Metalllager zu sehr angreifen. Die Abnutzung der Zapfen ist hier natürlich eine geringe.

Alle Lagerschalen erhalten eingehauene Nuten (meist nur die obere Schale), damit das eingeführte Öl sich besser über die ganze Oberfläche des Zapfens verbreiten kann.

Die Dimensionen sind den Figuren eingeschrieben. Ein Haupterfordernis für gutes Funktionieren ist, dafs der Zapfendruck normal zur Lagerfugenebene gerichtet ist. Ist letzteres nicht der Fall, so ist das Lager entsprechend schräg zu stellen.

Bei stark wechselnder Druckrichtung ordnet man das Lager drei- oder vierteilig an und versieht es mit besonderen Vorrichtungen (Schrauben und Keile u. s. w.) zum Nachstellen der einzelnen Stücke; s. Fig. 115 und 116, Taf. 29/30 (vergl. auch Zeitschr. d. Ver. d. Ing., Jahrgang 1890, S. 933).

Wäre z. B. der Zapfendruck bei dem Lager einer Dampfmaschine einmal nach der einen Seite, das andere Mal nach der anderen Seite gerichtet, während zugleich das Schwungradgewicht stets nach unten wirkte, so würde man ein dreiteiliges Lager anordnen. Der eine Teil nähme nun das Schwungradgewicht und die beiden anderen Teile die wechselnden Drücke auf. Je nach Abnutzung können dann die Teile nachgestellt werden.

1. Gewöhnliches Stehlager.

Bei dem gewöhnlichen Stehlager (Normal-Stehlager) greift der Deckel mit besonderen Ansätzen in den Rumpf ein, um die Deckelschrauben vor Seitendrücken zu schützen. Die Schraubenlöcher in der Fufsplatte des Lagers und in der Fundamentplatte sind länglich und zwar kreuzweise, damit das Lager in der Längs- und Querrichtung verschoben werden kann.

Fig. 104, Taf. 19/20 zeigt ein solches Stehlager mit Rotgufsschalen. Damit der Zapfen durch die Muttern der Deckelschrauben nicht etwa festgeklemmt wird, sind Gegenmuttern angebracht. Die Fundamentplatte (Sohlplatte) besitzt Nasen mit schrägen Seitenflächen. Zwischen diesen und der Fufsplatte des Lagers werden harte Holzkeile oder Stahlkeile eingekeilt, um einesteils das Lager gegen Verschiebung zu sichern, anderenteils die Fufsschrauben zu entlasten.

Soll das Lager unmittelbar auf Holz geschraubt werden, so fallen Sohlplatte und Arbeitsleisten des Lagers weg.

Durch einen Draht, welcher im Schmiermaterial eintaucht, oder durch eine Nadelschmierbüchse erfolgt die Schmierung des Zapfens (s. Schmiergefäfse, S. 44).

Vorteilhaft giebt man den Lagern noch Tropfbehälter (s. Fig. 104, Taf. 19; Fig. 109, Taf. 23 u. s. f.), welche das ablaufende Öl auffangen. Der Eintritt des Öls in das Fundament mufs unbedingt verhütet werden.

Fig. 106, Taf. 21 zeigt ein Stehlager mit Ringschmierung und zwei Ölkammern nach Ausführung der Maschinenfabrik B. Bechstein, Altenburg.

Das Öl befindet sich in den beiden Ölkammern. Das durch die Schmierringe heraufgeholte Öl fliefst die Welle herab, tritt somit in die zweite (obere) Kammer und schmiert hier die Welle nochmals seitlich unten, wie aus Fig. 106 zu ersehen ist. Der Ölstand läfst sich aus den angebrachten Ölstandrohren, welche mit Glas oder Celluloid versehen sind, erkennen.

Das Lager findet hauptsächlich für schnell laufende Maschinen Anwendung, z. B. Dynamomaschinen. Schwere Lager dieser Konstruktion werden ohne Kugelbewegung ausgeführt.

Zur Berechnung eines Lagers (Fig. 104, Taf. 19) sei Folgendes bemerkt:

Bohrung sowie Länge der Lagerschalen sind bestimmt durch die Dimensionen d und l des Zapfens. Die Stärke s der Deckelschrauben ermittelt sich aus dem Zapfendruck $P = l.d.p$ (Formel 50).

Sind zwei solcher Schrauben vorhanden (bei gröfseren Lagern, über 150 mm Bohrung, ordnet man meist vier Deckelschrauben an), so kommt auf jede nur die Hälfte der Kraft, demnach

$$\frac{P}{2} = \frac{l.d.p}{2}.$$

Nach Gleichung 2) ist die Zugkraft für eine Schraube gleich $2{,}36\,s^2$, folglich mufs sein:

$$2{,}36\,s^2 = \frac{l.d.p}{2},$$

woraus sich der Kerndurchmesser s der Deckelschraube ergiebt.

Sind beispielsweise die Zapfendimensionen

$$d = 50\,\text{mm} \quad \text{und} \quad l = 75\,\text{mm}$$

und ist

$$p = 0{,}3\,\text{kg pro qmm},$$

so folgt

$$2{,}36\,s^2 = \frac{75.50.0{,}3}{2},$$

woraus die Schraubenstärke

$$s = \sqrt{\frac{75.50.0{,}3}{2.2{,}36}} = 15{,}4\,\text{mm} \sim \frac{5''}{8}.$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dafs der Zapfendruck die Schrauben voll beansprucht. Ist derselbe nur nach unten gerichtet, so könnte man die Schrauben natürlich viel schwächer nehmen. Im Interesse der Praxis müssen die Schrauben aber eine gewisse Stärke im Vergleich zum Lager erhalten.

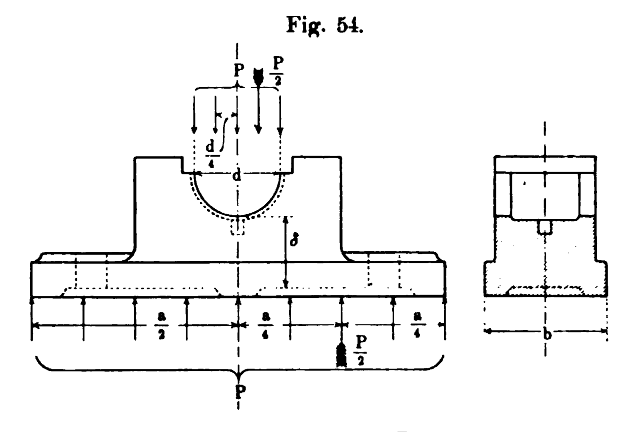
Es erhalten nun die Fufsschrauben des Lagers dieselbe Stärke oder die Stärke der Fundamentschrauben. Die Fundamentschrauben macht man etwas stärker, da dieselben kräftig angezogen werden müssen.

Es sei für diese:

$$s_1 = \frac{9}{8}\,s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 68)$$

Die Stärke δ des Lagerkörpers ergiebt sich aus der Biegungsgleichung

Fig. 54.



$$M = W.k_b = \frac{J}{e}\cdot k_b.$$

Hierin ist J das Trägheitsmoment des Lagerquerschnitts und e der Abstand der neutralen Achse von der unteren Kante.

Für $\frac{J}{e}$ kann genau genug gesetzt werden:

$$\frac{J}{e} = \frac{b.\delta^2}{6}$$

k_b kann bis 4,5 kg pro qmm genommen werden.

Nimmt man $k_b = 3{,}5$ kg, so ist also

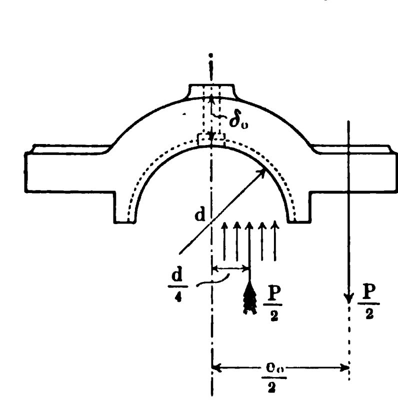
$$\frac{P}{2}\left(\frac{a}{4} - \frac{d}{4}\right) = \frac{b.\delta^2}{6}\cdot 3{,}5.$$

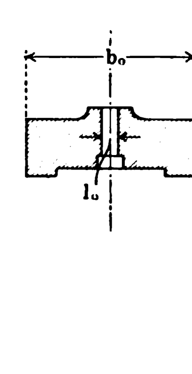
Wird ferner der Wert für $P = l.d.p$ eingeführt, so folgt

$$\frac{l.d.p}{2}\left(\frac{a-d}{4}\right) = \frac{b.\delta^2}{6}\cdot 3{,}5 \quad . \quad . \quad . \quad 69)$$

Zur Ermittelung der Deckelstärke hat man die

Fig. 55.





Biegungsgleichung:

$$\frac{P}{2}\left(\frac{e_0}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{(b_0 - l_0).\delta_0^2}{6}\cdot 3{,}5$$

oder

$$\frac{l.d.p}{2}\left(\frac{e_0}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{(b_0 - l_0).\delta_0^2}{6}\cdot 3{,}5 \quad . \quad . \quad 70)$$

Zur Konstruktion der Lager sind Verhältniszahlen aufgestellt, welche mit der Bezugseinheit zu multiplizieren sind.

Die Bezugseinheit ist

$$d_1 = d + 2\,(e + 2);\ \text{s. Fig. 98, Taf. 19/20}$$

oder $d_1 = d + 2\,(3 + 0{,}07\,d + 2) = d + 0{,}14\,d + 10$

$$d_1 = 1{,}14\,d + 10 \qquad 71)$$

Die mit dieser Bezugseinheit zu multiplizierenden Verhältniszahlen sind den Figuren auf den Tafeln eingeschrieben.

Ist die Höhe von Lagersohle bis Zapfenmitte gröfser als beim Normallager, so nennt man das Lager ein erhöhtes Stehlager. Hier werden häufig die Deckelschrauben mit Querkeilen im Lagerkörper befestigt.

2. Rumpflager.

Mufs aus Mangel an Raum die Fufsplatte eines Stehlagers verkleinert werden, so entsteht das Rumpflager (s. Fig. 108, Taf. 21/22).

Bei diesem fallen die Fufsschrauben fort und die Deckelschrauben werden mit Zwischenköpfen ausgeführt.

Die Bezugseinheit ist wieder

$$d_1 = 1{,}14\,d + 10.$$

3. Bocklager.

Ein Bocklager entsteht, wenn die Zapfenmitte über $4\,d$ von der Sohle entfernt ist (s. Fig. 107, Taf. 21/22).

Es besteht dasselbe aus einem Bock, auf welchem der Lagerkörper befestigt ist. Der Bock kann aus Hohlgufs, Rippengufs (**T**-förmigem Querschnitt) oder auch aus **U**-förmigem Querschnitt hergestellt werden.

Die Deckelschrauben werden entweder durch Querkeile im Lagerkörper befestigt oder sie müssen, wenn sie mit Köpfen versehen sind, sich von unten (durch den Bock) in das Lager hineinführen lassen.

Zur Befestigung des Bockes dienen vier Fundamentschrauben.

Die Bezugseinheit ist wieder

$$d_1 = 1{,}14\,d + 10.$$

4. Das Sellerssche Lager.

Fig. 109, Taf. 23/24 zeigt die Konstruktion eines solchen Lagers. Die Deckelschrauben erhalten auch hier zweckmäfsig Gegenmuttern, damit ein Festklemmen des Deckels beim Anziehen der Muttern vermieden wird und die beiden Schalen ihre Beweglichkeit behalten. Im Übrigen gilt hier das bereits Gesagte auf Seite 35.

Die Bezugseinheit ist wieder

$$d_1 = 1{,}14\,d + 10.$$

Ein Transmissionslager mit Ölcirkulation, welches der Aktien-Gesellschaft Ullrich u. Hinrichs, Ratingen-Düsseldorf gesetzlich geschützt ist, zeigt Fig. 112, Taf. 25/26. Es vereinigt die Vorteile der Sellersschen Anordnung mit den in neuerer Zeit sich immer mehr einführenden selbstthätig schmierenden Lagern. Da die Entfernung der Kugelpole nicht gröfser ist als bei den gewöhnlichen Sellerslagern, kann das Lager auch in ältere Kugellagerböcke eingesetzt werden. Durch die Schmierringe findet ein fortwährender Kreislauf des Schmiermaterials statt, das vermittelst geeigneter Schmiernuten über die ganze Lagerstelle verteilt wird.

Siehe auch die Anordnungen nach A. Spengler, Maschinenfabrik, M.-Gladbach.

Das Eisenwerk Wülfel vor Hannover klemmt den zweiteiligen Schmierring fest auf die Welle, wodurch ein etwaiges Stehenbleiben des Schmierringes ausgeschlossen ist.

5. Achsbüchsen für Wagen.

Für die preufsischen Staatsbahnen haben sich im Laufe der Zeit besonders zwei Lagerkonstruktionen für die Achsbüchsen gut eingeführt, und sind auf Taf. 31/32 zwei solcher Traglager gezeichnet.

Wie jedes Lager, so erfordert auch das Lager für Eisenbahnwaggons sowohl in der Herstellung als auch im Betriebe grofse Sorgfalt, da ein Nichtfunktionieren des Lagers eine Betriebsstörung zur Folge hat, durch Heifslaufen u. s. w.

Namentlich ist die Konstruktion derart zu treffen, dafs ein Eindringen von Schmutz, Wasser und dergl. vermieden wird und die Schmierung reichlich und mit gutem Schmiermaterial vor sich geht.

Bei dem Lager Fig. 119, Taf. 31 erfolgt die Schmierung durch ein der Firma G. u. J. Jäger, Maschinenfabrik, Elberfeld patentiertes, federndes Polster. Die übrige Konstruktion geht aus der Zeichnung hervor. Für den hinteren Abschlufs ist in einer hierfür angeordneten Vertiefung im Gehäuse ein Dichtungsring angebracht (aber nicht mit gezeichnet), welcher ein Eindringen von Wasser und Schmutz verhindert.

Die Achsen laufen in Weifsmetall oder in Schalen von Rotgufs mit Eingufs von Weifsmetall.

Bei Fig. 120, Taf. 32 ist noch eine obere Schmierung angebracht. Die Hauptschmierung erfolgt jedoch wie bei Fig. 119 von unten.

Da der Wagendruck nur von oben erfolgt, so befindet sich die Auflagefläche der Achse auf die Metallschale nur in der oberen Hälfte. Die untere Hälfte der Achse wird durch die Wollsauger mit Öl versehen, welches bei der Umdrehung der Achse mit herumgeschleudert wird und so zwischen Achse und Metallschale gelangt.

6. Rollenlager (Kugellager).

Um den Reibungswiderstand zu vermindern oder um Kraft zu sparen, kam man schon in uralten Zeiten auf den Gedanken, bei der Fortbewegung eines Körpers sich der Walzen zu bedienen.

Werden nun zwischen zwei sich pressende Körper Rollen oder Kugeln gelegt, derart, dafs bei Verschiebung dieser Körper eine rollende (wälzende) Bewegung stattfindet, so entsteht ein Rollenlager.

Durch dasselbe geschieht also nichts anderes, als dafs der Reibungswiderstand vermindert wird, indem die früher gleitende Reibung in eine rollende verwandelt wurde.

Die Figuren 123 und 124, Taf. 33/34 zeigen ein solches Lager. Dasselbe ist der Firma Ph. Mayfarth u. Co., Frankfurt a. M. patentiert und besteht aus:

1. dem Lagerständer,
2. dem Rollenbündel mit Schmierring,
3. der Schmierschraube.

Der Lagerständer ist aus einem Stück gegossen und besitzt im Innern einen Hohlraum, welcher als Ölbehälter dient und das zum Schmieren nötige Öl in sich aufbewahrt. In diesen ausgedrehten Lagerständer kommt das Rollenbündel mit Schmierring zu liegen. Letzteres besteht aus zwei Stahlgufsringen, welche in geeigneter Weise zu einem Ganzen vereinigt und zwischen denen die Stahlrollen eingelegt sind. Der Schmierring ist aus Federstahl hergestellt, und obwohl sein Durchmesser gröfser ist als die Bohrung des Lagerständers, wird er trotzdem durch dieselbe in den Ölbehälter eingebracht.

Die Schmierschraube dient zum Verschliefsen der Schmieröffnung, durch welche das Öl eingegossen wird, und verhindert das Eindringen von Staub und Schmutz in das Lager.

Wird die Welle im Lager gedreht, so werden auch die Stahlrollen in Drehung versetzt. Doch nicht nur die einzelnen Rollen, sondern auch das ganze Rollenbündel vollführt eine Kreisbewegung um die Welle, welche auf den Schmierring übertragen und somit eine beständige Heraufbeförderung des Öls bewerkstelligt wird.

Oben genannte Firma giebt an, dafs bei Maschinen, welche mit diesen Lagern versehen sind, eine Kraftersparnis von etwa 30 Proz. der sonst zum Betriebe nötigen Kraft erzielt wird.

Recht vorteilhafte Anwendung finden solche Lager bei landwirtschaftlichen Maschinen.

Ein Kugellager zeigt Fig. 121, Taf. 33/34.

Dasselbe ist der Firma E. Pergande in Perleberg patentiert und wird dadurch gegen Staub geschützt, dafs an jedem Lagerende ein die Welle w oder die Stellringe m dicht umschliefsender Filzring F durch einen Staubring i gegen die Kugelschale a gedrückt wird, wobei die Ringflansche i_1 eine zu starke Zusammendrückung von F verhindern und gleichzeitig als Gegenschrauben die Lage von a sichern.

Ähnliche Kugellager sind bei den Züricher Strafsenbahnen seit 1896 im Gebrauch und haben sich gut bewährt, auch sind dort eingehende Versuche über die Kraftersparnis angestellt worden. Über Konstruktion und Versuche siehe das Nähere in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing., Jahrg. 1899, S. 466.

Die Kugellager finden in neuerer Zeit mannigfache Verwendung, so für Flaschenzüge, Thürangeln, Rollen u. s. w.

Die Konstruktionen über die Kugellager der Wanderer-Fahrradwerke sind auf Tafel 33/34 zu ersehen.

Fig. 126, Taf. 34 zeigt das Kurbellager.

Die auf der Achse durch konische Vierecke 1 befestigten Kurbeln werden durch die Muttern 2 und 3 festgehalten. Die Mutter 2 hat linkes, die Mutter 3 rechtes Gewinde. Die Glocke 4 besteht aus einem Stück mit der Achse. Der Konus 5 ist auswechselbar aufgeschoben. Der Konus 6 ist dadurch verstellbar, dafs die Kurbel 7 durch Lösen und Entfernen der Mutter 2 abgenommen wird, worauf man die Stellmutter 8 mittels eines Schlüssels, welcher in die zwei sichtbaren Löcher pafst, lockern und Konus 6 verstellen kann.

Das Ölrohr 9 dient zur gleichmäfsigen Verteilung des durch einen Öler eingeführten Öles nach den beiden Laufstellen der Kugeln. Das Kettenrad 10 ist mittels eines rechten Gewindes auf der Glocke 4 aufgeschraubt und durch die Mutter 11, welche linkes Gewinde hat, vor dem Lockern gesichert. Die in die Lagerschalen eingeschobenen Ringe 12 verhindern sowohl das Eindringen von Staub in die Lagerschalen 13 als auch das Auslaufen des Öles aus denselben. Die Kurbelachse 14 ist an den Vierecken gehärtet, um dieselben keiner Abnutzung auszusetzen, die Kurbeln sind nicht gehärtet, damit sie bei einer eventuell durch Sturz u. s. w. herbeigeführten Verbiegung wieder gerade gerichtet werden können ohne zu brechen.

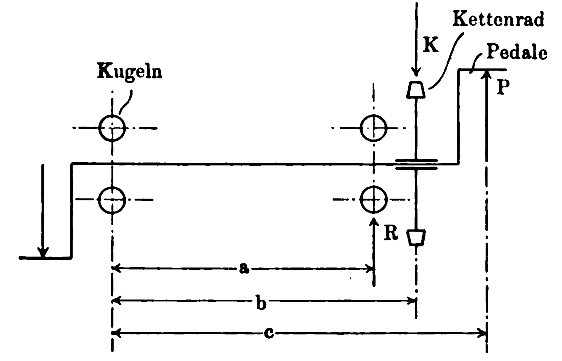
Die Kurbeln sind auf der Achse so angeordnet, dafs man an den Stellen A die Achse nicht sieht, wodurch ein direkter Übergang in das Kurbellager hergestellt wird.

Das Kurbelgehäuse 15 ist aus einem Stück nahtlosem Stahlrohr hergestellt, aus welchem die Ansätze für die Rahmenrohre auf kaltem Wege herausgezogen sind. Ein so hergestelltes Lagergehäuse ist sehr leicht und bietet sichere Gewähr gegen Bruch, da sich Fehler im Material schon während der Bearbeitung unbedingt zeigen müssen.

Bei der Konstruktion der Fig. 126, Taf. 34 sind die Kugellager so weit als möglich nach aufsen gerückt. Letzteres ist vorteilhaft, da hierdurch der Kugeldruck R vermindert wird. Es ist nämlich nach Fig. 56

$$P.c = K.b = R.a.$$

Fig. 56.



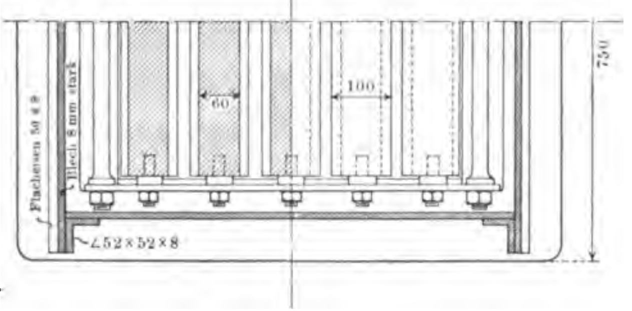
Kettenzug K und Kugeldruck R werden durch den Pedaldruck P hervorgerufen. Da P bekannt ist, kann R nur vermindert werden, wenn a möglichst grofs wird, denn $R = \frac{P.c}{a}$. Daher wird die Kugelreihe bis zum Kettenrade hinausgerückt und bei der Konstruktion Fig. 126, Taf. 34 ist das Kettenrad direkt über den Kugeln angeordnet, also $a = b$ gemacht.

Rollenlager, die grofsen Druck auszuhalten haben, finden bei Brückenträgern häufige Verwendung. Fig. 57 zeigt das bewegliche Auflager der Eisenbahnbrücke über den Dickebach, Neustettin-Rügenwalde (Stützweite 51,6 m).

Fig. 58 (a. f. S.) stellt das feste Auflager der Weserbrücke bei Gr. Hutbergen dar (Stützweite 79,8 m).

Für die Beweglichkeit der Brückenträger dienen die Stelzen oder Pendel (Pendellager). Ein Auflager ist fest, während das andere beweglich sein mufs. Bei eintretender Belastung wird die Brücke ihre ursprüngliche Lage ändern, sie wird sich schief stellen. Des-

Fig. 57.



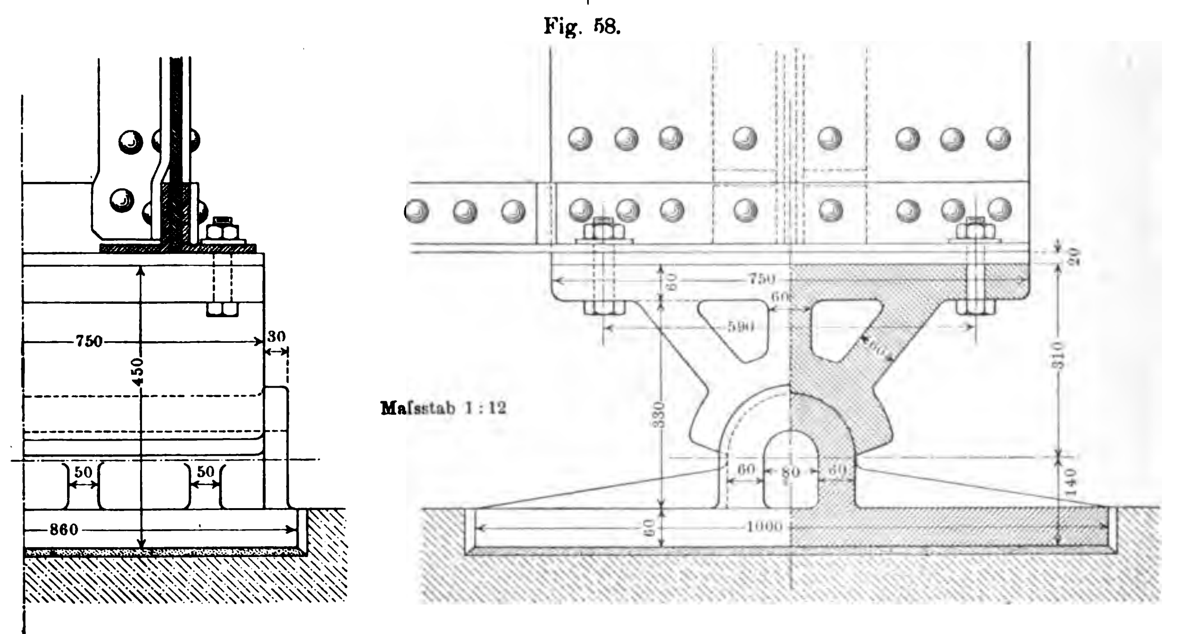
halb wird dieselbe auf Zapfen gelagert, und diese Lager heiſsen daher auch Zapfenkipplager.

Bezeichnet bei einem Rollenlager[1]):

P = Druck auf die Rollen in kg,

i = Anzahl der Rollen, welche den Druck aufzunehmen haben (hierbei ist unter i nicht etwa die Gesamtzahl der Rollen bezw. Kugeln

Fig. 58.



zu verstehen, sondern nur ein Teil derselben, der die Belastung überträgt; es ist annähernd richtig, wenn man i höchstens $^1/_4$ der Anzahl einer Kugel- oder Rollenreihe setzt: Prof. Skribeck setzt $i = ^1/_5$, s. S. 42),

d = Durchmesser derselben in Centimetern (bei Kegelform ist d der mittlere Durchmesser derselben in Centimetern),

l = tragende Länge in Centimetern,

k ein Koefficient,

so kann man für cylindrische oder kegelförmige Rollen setzen:

$$P = k . i . d . l \quad \ldots\ldots \quad 72)$$

Für k kann hierbei genommen werden:

k bis 25 bei Rollen aus Guſseisen auf ebenen Platten aus Guſseisen, bei der Voraussetzung, daſs das Lager so ausgeführt ist, daſs die Lastverteilung auf die Länge der Rollen möglichst gleichmäſsig erfolgt.

Sind die Rollen sehr lang, so ist k etwas kleiner zu nehmen, da eine gleichmäſsige Lastverteilung dann um so weniger vorhanden sein wird.

k bis 60 bei Rollen aus Stahl auf ebenen Platten von Stahl (Stahlguſs) unter der obigen Voraussetzung.

Für Kugellager gilt

$$P = k . i . d^2 \quad \ldots\ldots \quad 73)$$

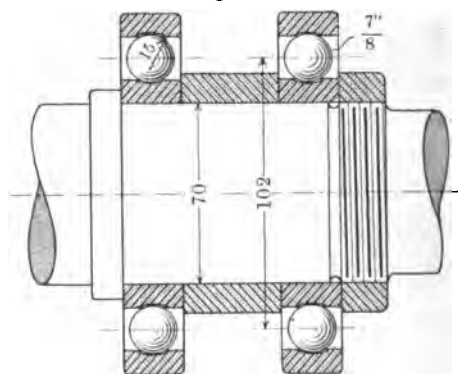
wobei

k bis 2,5 bei Kugeln aus Guſseisen zwischen zwei ebenen Flächen aus demselben Material bei der oben unter Rollenlager gemachten Voraussetzung.

k bis 6 bei Kugeln aus Stahl auf ebenen Stahlplatten bei obiger Voraussetzung.

k bis 125 bei Kugeln aus Guſseisen in guſseisernen Rinnen von Kreisbogenform (Krümmungshalbmesser r etwa gleich $^9/_{16}$ d), siehe Fig. 59; nachdem sich die Rinnen durch die

Fig. 59.



Kugeln genügend geglättet und zusammengedrückt haben.

k bis 300 bei Kugeln aus Stahl in Stahlrinnen bei der letzt gemachten Voraussetzung.

Gröſsere Werte für k bedingen gleichzeitig Formänderung der Rollen bezw. der Kugeln.

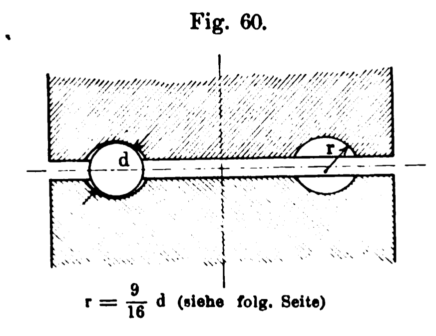
Von groſser Wichtigkeit ist die Herstellung der Kugeln. Es dürfen sich selbst unter dem Mikroskop

[1]) Nach Bach, Maschinen-Elemente.

auf den Oberflächen derselben keine Löcher und Flecken zeigen. Das Material von Kugeln und Lagern mufs sehr hart und die Härtung der Lager soll so tief wie der Kugelhalbmesser sein.

Aus den Mitteilungen der Centralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen, Neubabelsberg bei Berlin, über Kugellager von Prof. Skribeck geht hervor, dafs das Kugellager nach Fig. 60 für grofse Belastungen am besten ist.

Fig. 60.



$r = \frac{9}{16}$ d (siehe folg. Seite)

Die Laufflächen der Ringe bilden im Querschnitt Kreisbogen, deren Halbmesser zwei Drittel des Kugeldurchmessers betragen. Sie waren sauber bearbeitet und ziemlich frei von Schleifrissen. Aus dem reichen Beobachtungsmaterial folgt:

a) Bei Belastungen von 1000 ÷ 3000 kg und bei sämtlichen Versuchsgeschwindigkeiten, 65 bis 780 Umdrehungen pro Minute, sowie bei Öltemperaturen von 18 ÷ 40° sind die Reibungskoefficienten nur wenig verschieden. Im Mittel ist $\mu = 0{,}0015$.

b) Erst von 1000 kg an nimmt der Reibungskoefficient mit abnehmender Belastung erheblicher zu. Von der Geschwindigkeit ist er auch bei diesen kleineren Belastungen fast unabhängig.

Die Ergebnisse über μ zeigt nachstehende Tabelle.

Umdrehungen pro Minute	65	385	780
Lagerbelastung 380 kg entspr. $1{,}4\,d^2$*) $\mu =$	0,0033	0,0035	0,0037
„ 850 „ „ $3{,}1\,d^2$ „ =	0,0020	0,0021	0,0022
„ 1100 „ „ $4\,d^2$ „ =	0,0017	0,0018	0,0019
„ 1580 „ „ $5{,}8\,d^2$ „ =	0,0016	0,0016	0,00165
„ 2050 „ „ $7{,}5\,d^2$ „ =	0,0015	0,0015	0,0015
„ 3000 „ „ $11\,d^2$ „ =	0,0015	0,0013	0,0013
„ 4900 „ „ $17{,}9\,d^2$ „ =	—	—	0,0011

*) d = Kugeldurchmesser in englischen Achtelzollen und $1{,}4\,d^2$ = gröfste Belastung einer Kugel.

Für die Belastungen von der zulässigen bis auf den halben Betrag, das ist von 3000 ÷ 1500 kg schwankt μ nur zwischen 0,0013 und 0,0017.

Die Versuche mit anderen Konstruktionen ergaben nicht so günstige Resultate.

Bei 4900 kg Belastung und 780 Minuten-Umdrehung waren schon nach einigen Stunden geringe Unterschiede in der Härte auf den Laufspuren der Ringe deutlich wahrzunehmen. Bis 780 Minuten-Umdrehung und 3000 kg Belastung verhielten sich aber Kugeln und Ringe tadellos.

Es ergiebt sich dabei für Kugel in hohler, Rinne, deren Krümmungshalbmesser = $^2/_3\,d$ ist,

$$P = 10\,d^2 \text{ (} d \text{ in Achtelzoll englisch),}$$
$$P = 100\,d \text{ (} d \text{ in Centimetern).}$$

In den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken zu Berlin sind verschiedene Kugellager ausgeführt und im Betriebe beobachtet worden. Dieselben werden bemessen für ebene, kegelförmige und cylindrische Laufflächen nach der Gleichung:

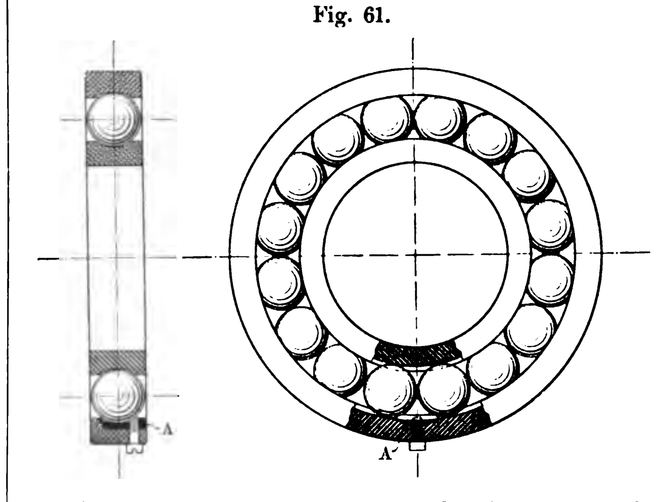
$$P = 3\,d^2 \div 5\,d^2 \text{ (} d \text{ in Achtelzoll englisch),}$$
$$P = 30\,d^2 \div 50\,d^2 \text{ (} d \text{ in Centimetern).}$$

Die kleineren Werte gelten für den Fall, dafs an den meist belasteten Druckstellen neben der rollenden die gleitende Reibung auftritt, die gröfseren Werte, wenn die Kugeln nur rollen. Die Belastung $5\,d^2$ ist schon verhältnismäfsig hoch und liegt der Grenzbelastung, bei welcher sich Unvollkommenheiten des Materials unliebsam bemerkbar machen, jedenfalls näher als die für hohle Ringe angegebene Belastung $10\,d^2$. Traglager nach Fig. 60 können für Belastungen von 6000 ÷ 10 000 kg noch vorteilhaft Verwendung finden.

Herr Prof. Skribeck hat am 9. April 1901 einen Vortrag über Kugellager im Verein für Eisenbahnkunde zu Berlin gehalten. Aus demselben sei hier Folgendes mitgeteilt.

Das normale Laufringsystem der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin, ist in Fig. 61 dargestellt.

Fig. 61.



Die Kugeln sitzen ohne Spielraum zwischen den Ringen. Dadurch wird genaue Lagerung und

ruhiger Lauf erzielt und es können die beiden Laufringe sich gegeneinander nicht nennenswert verschieben, sondern nur drehen.

Der eine Ring, immer der ruhende, ist zur Montierung mit einem Schloſs A und der zugehörigen Befestigungsschraube versehen. Diese Konstruktion ist der Firma patentiert. Da der Kreisbogen der Laufrinne nur wenig schwächer gekrümmt ist als der Kugelkreis, so kann diese Anordnung auch kleine in der Achsrichtung wirkende Kräfte übertragen.

Die Konstruktion erhält meist 12 ÷ 15 Kugeln. Wenn der Halbmesser des Laufflächenprofils das $^9/_8$fache des Kugelhalbmessers beträgt und das Lager nicht weniger als zehn Kugeln enthält, so darf die gröſste Belastung einer Kugel

$P_k = 150\,d^2$ (d = Kugeldurchmesser in Centimetern) und die Belastung des Lagers

$$P_t = \frac{i}{5} \cdot 150\,d^2 = 30\,i\,d^2$$

betragen, wenn i = Anzahl der Kugeln bedeutet.

Für d in englischen Achtelzoll ergiebt sich

$$P_t = 3 \cdot i \cdot d^2.$$

Letztere Formel ist für die Rechnung bequemer, weil die Kugeln auf englisches Maſs gefertigt werden.

Für Laufringsysteme mit

14 Kugeln von 4	6	8	12	16 Achtelzolldurchmesser
ergiebt sich also:				
P_t = 670	1500	2700	6000	10 700 kg

Zu einem Traglager für 40 000 kg Belastung genügen hiernach vier Laufringsysteme mit 2″ Kugeln.

Fig. 62 zeigt ein Transmissionslager.

Während die Bauart der früher besprochenen Lager, Sellerslager, wegen der Länge ihrer Schalen ($l = 4\,d$) viel Platz beansprucht, ist das Kugellager viel kürzer und kann stärker belastet werden als das Sellerslager.

Bei groſsen Geschwindigkeiten ist das Kugellager ebenso betriebssicher als bei kleinen. Die Selbstschmierung ist die vollkommenste, sowohl bei Verwendung von Öl als von Starrschmiere.

Der innere Spurring ist gegenüber der Welle durch zwei dünne, geschlitzte Stahlringe mit konischen Anzugsflächen und Schraubengewinde verspannt. Daher werden sich bei einem Wellenstrange die inneren Lagerringe mit den zugehörigen Wellenteilen längs verschieben, wenn sich die Temperatur der Welle ändert, und die äuſseren Laufringe müssen dieser Bewegung folgen können.

Deshalb ist das Lagergehäuse entsprechend weiter und seine Bohrung entsprechend länger als der äuſsere Laufring. Wo durch einen Stellring die Längsverschiebung der Welle gehindert werden soll, kann dieser zwischen innerem Laufring und Gehäusewand, also noch innerhalb des Gehäuses angeordnet werden.

Bei ruhendem Betriebe können die Laufringe mit geringer Mühe und wenig Zeitaufwand nachgesehen und die Kugeln herausgenommen werden. Zu dem Zweck reichen die Seitenwände der **U**-förmigen Sohlplatte bis nahe an die Welle heran und ist das zweiteilige Lagergehäuse einerseits an einem in der Sohlplatte befestigten Bolzen drehbar gestützt und anderseits durch eine umlegbare Schraube gehalten. Nachdem die Mutter abgeschraubt ist, läſst sich die Schraube umlegen und demnach der Deckel durch Aufklappen öffnen. Durch Öffnen des am äuſseren Laufringe befindlichen Schlosses lassen sich die Kugeln herausnehmen, nachdem zuvor durch Drehen des Ringes dasselbe zugänglich gemacht worden ist.

Für kurze Vorgelegewellen ist das einfache Lager, Fig. 63, bestimmt.

Fig. 64 zeigt ein ebenfalls ausgeführtes Spurlager für einen Bootskran.

Fig. 65 zeigt den Entwurf der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken für das Achslager eines Eisenbahnwagens.

Derselbe soll nur im Allgemeinen die Gliederung des Lagers angeben und so dem Eisenbahn-Maschinen-

Fig. 62.

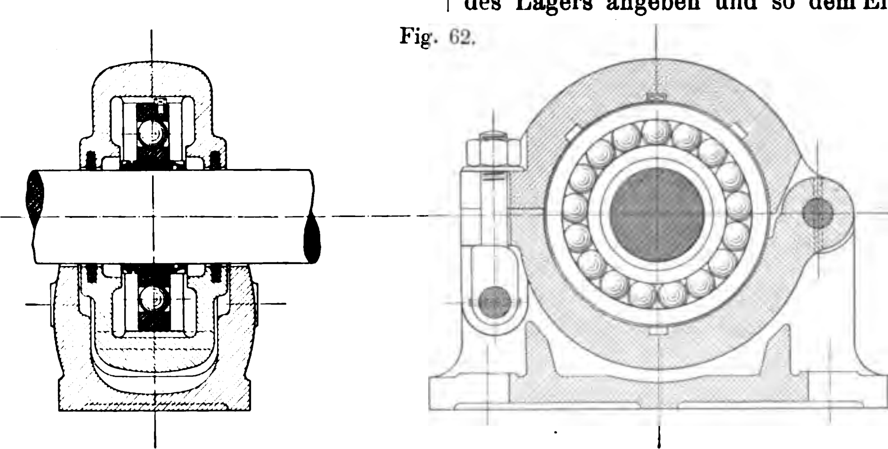


Fig. 63.

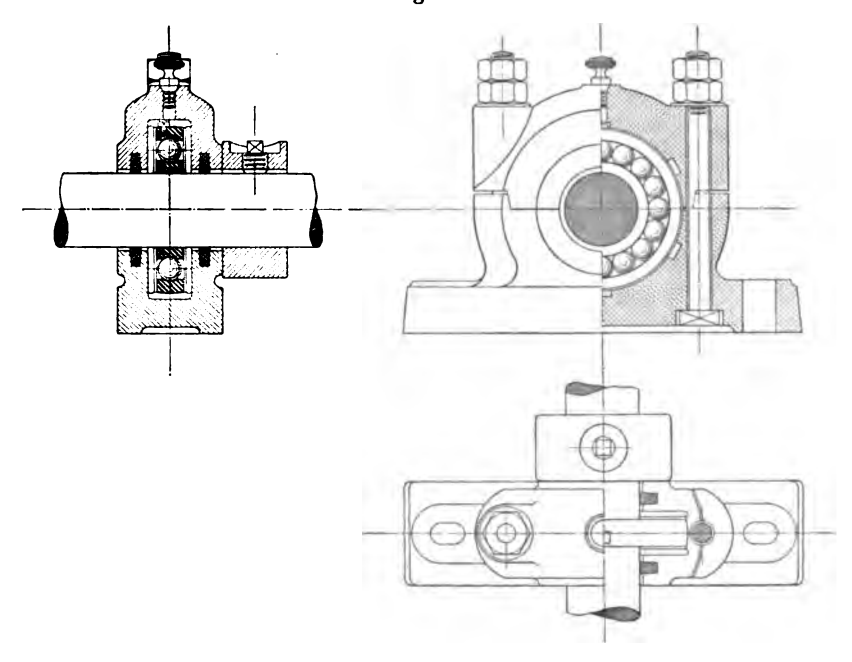


Fig. 64.

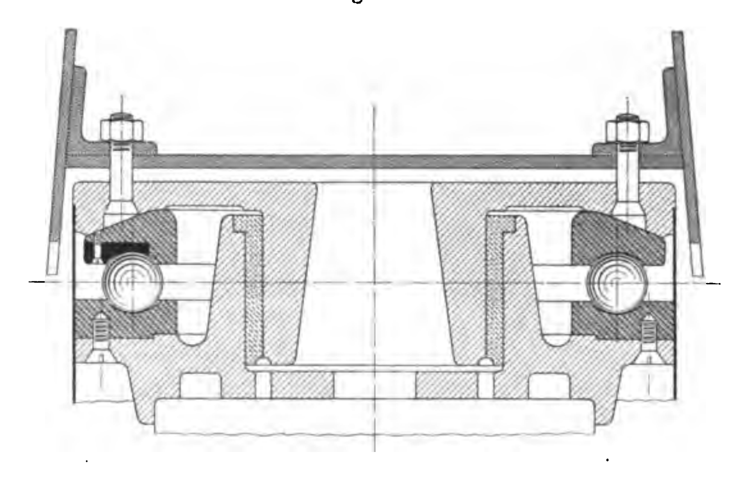
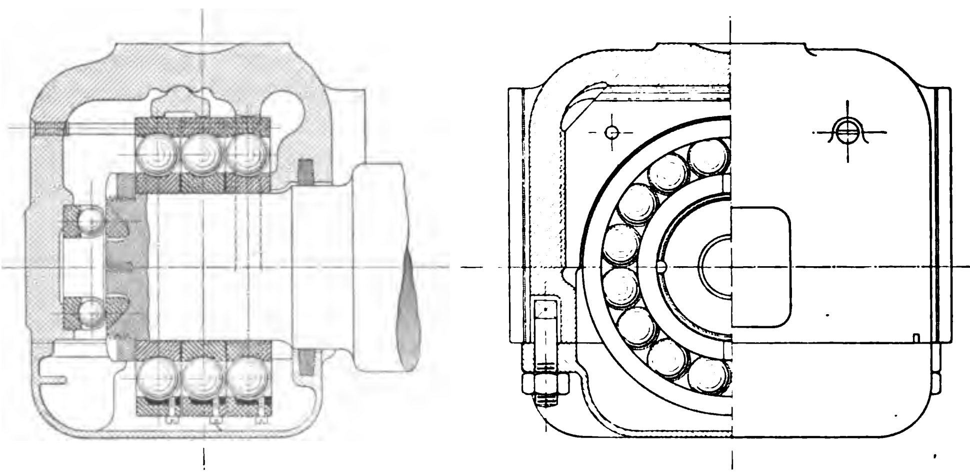


Fig. 65.



ingenieur diejenigen Anhaltspunkte bieten, deren er zur Ausbildung der Achsbüchse bedarf.

Nach den gemachten Versuchen dürften sich die Kugellager wohl als die vorteilhaftesten erweisen und auch im Eisenbahnbau Eingang finden.

Hängelager, Hänge- und Lagerbock, Wandkonsollager, Lagerplatte, Mauerkasten, Wandkonsol, Wandplatte.

Soll ein Lager an der Decke befestigt werden, so kann ein Hängelager oder Hängebock Verwendung finden. Das Hängelager kann hierbei offen (s. Fig. 129, Taf. 35/36) oder mit einem Stangenschlufs (s. Fig. 130, Taf. 35/36) versehen oder überhaupt geschlossen sein (s. Fig. 32, Taf. 37).

Letztere Anordnung hauptsächlich für gröfsere Bohrungen und für links und rechts wirkende Beanspruchungen.

Nachteilig bei diesen Lagern ist, dafs die Welle nach Entfernung des Deckels nicht sofort seitlich herausgenommen werden kann, wie das bei den einarmigen Hängelagern der Fall ist. Die Lagerschalen werden in Gufseisen nach Sellers, Bronze oder Weifsmetall und Ringschmierung ausgeführt.

Die Spindeln sind hohl und das Gewinde derselben wird flachgängig hergestellt.

Besondere Druckschrauben halten dieselben in ihrer Lage fest.

Die Höhlung der Spindeln ist an den Enden vierkantig oder sechskantig ausgebildet, damit dieselben durch einen eingesteckten Schlüssel oder ein passendes Stück Eisen gedreht werden können.

Die Verbindungsarme werden meist mit T-förmigem Querschnitt, überhaupt meist Rippengufs, ausgeführt, wie die Figuren auf Tafel 35/36 zeigen. Hohl gegossene Arme erhöhen die Modellkosten, sind aber stabiler und daher für Lagerböcke, die gröfsere Kräfte aufzunehmen haben, vorteilhafter.

Unter jedem Hängelager soll sich ein Ölfänger befinden. Siehe Anordnung Fig. 129, Taf. 35/36.

Die Konstruktion eines Hängebockes zeigt Fig. 108, Taf. 21/22.

Soll ein Lager an einer senkrechten Wand befestigt werden, so kann dies mittels eines Wandbockes (einer Wandkonsole, bezw. Wandplatte, siehe Figuren Taf. 42/43) geschehen.

Fig. 134, Taf. 38 zeigt ein Wandkonsollager nach den Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach. Die Länge des Wandarmes hängt gewöhnlich von den gröfsten Riemenscheiben und Rädern ab, welche auf der betreffenden Welle sitzen.

Unrichtig ist, das Lager mit einem Wandbock zusammenzugiefsen, weil hierdurch das Verschieben des Lagers gehindert wird.

Fig. 151, Taf. 44/45 giebt einen Lagerbock, die Figuren auf Taf. 40/41 geben Lagerplatte und Mauerkasten nach den Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach, wieder.

Die Mauerkasten werden eingemauert oder durch Vergiefsen mit Cement in feste Verbindung mit der Mauer gebracht. Erforderlichenfalls sind dieselben mit der Mauer zu verankern.

Schmierapparate.

Die Schmierung hat den Zweck, die Unebenheiten der aufeinander geprefsten Körper möglichst auszugleichen und die Reibung somit zu vermindern.

Als Schmiermittel dienen am besten mineralische Öle oder konsistente Fette. Letztere werden erst durch die Erwärmung, wie solche ja bei den im Betriebe befindlichen Lagern eintritt, wirksam. Die Fette schmieren daher nur während der Drehbewegung der Welle.

Eine Dochtschmierung für Öle zeigt Fig. 135, Taf. 39. Ein Röhrchen aus Schmiedeeisen oder Kupfer reicht bis in die obere Lagerschale (damit das Öl nicht zwischen Lagerdeckel und Schale treten kann) und das Öl wird durch einen Baumwollendocht dem Zapfen zugeführt. Bei dieser Anordnung erfolgt die Schmierung fortwährend, also auch beim Stillstande der Welle bezw. des Zapfens, was als recht unvorteilhaft bezeichnet werden mufs.

Diesem Übelstande wird abgeholfen durch eine Nadelschmierbüchse; Fig. 136 und 139, Taf. 39. Es besteht diese aus einer Glasvase, in welche ein Stift (Nadel) hier in Öl taucht und bis auf die Welle aufsteht. Steht die Welle still, so erfolgt keine Schmierung, wird dagegen die Welle bewegt, so wird durch das Zittern des Stiftes das Öl tropfenweise an demselben entlang gleiten und so die Welle schmieren.

Einen selbstthätigen Öler mit sichtbarer Tropfenschmierung für schnelllaufende Motoren, Dynamomaschinen u. s. w. zeigt Fig. 140, Taf. 39. In der umgelegten Stellung des Knebels oberhalb wird das Öl durch den Stift dadurch abgesperrt, dafs der Stift (Nadel) sich an einen Konus anlegt, während bei der punktiert gezeichneten, aufrecht stehenden Stellung des Knebels der Stift in die Höhe rückt, wodurch der Konus frei wird und das Öl zwischen Konus und Stift hindurch gelangen kann. Man braucht also nur beim Stillstande der Maschine, z. B. des Nachts, den Knebel umzulegen, um das Schmieren zu verhindern.

Stauffer-Büchse Fig. 137 und Tovote-Büchse Fig. 138, Taf. 139 dienen für konsistente Fette. Letztere ist aus Messingblech gepreſst. Im Innern befindet sich ein ebenfalls aus Messingblech gepreſster Kolben, der mit Schrot gefüllt durch sein Gewicht das unter ihm befindliche Fett in die Schmiernuten drückt.

Da es jedoch kein Fett giebt, welches bei Temperaturwechsel so gleichmäſsig konsistent bleibt, daſs es stets auch die gleiche Belastung nötig hätte, um zur genügenden Schmierung gebracht zu werden, so führen Apparate, wie die Tovote-Büchse, bei Wärme den Lagern das Fett übermäſsig zu, während bei eintretender Kälte die Schmierung ungenügend wird und die Gefahr des Warmlaufens beginnt. Der Schmierapparat Fig. 142 soll die Garantie bieten, daſs die Schmierung sicher und gleichmäſsig erfolgt. Derselbe ist der Maschinenfabrik Gebr. Pintsch, Bockenheim bei Frankfurt a. M. patentiert.

Der Apparat besitzt eine Sperrvorrichtung, welche das Zurückgehen des Kolbens verhindert, und markiert — in die Spindelnuten einklinkend — genau die Zahl der Umdrehungen, welche nach bestimmten Zeiträumen gemacht werden müssen, um die Welle genügend zu schmieren.

Nach Angaben der Firma werden durch seine Anbringung etwa 90 Proz. Ersparnis erzielt, wodurch allerdings die Anschaffungskosten in kurzer Zeit gedeckt würden.

Spur- (Stütz-) und Kammlager.

Fig. 157, Taf. 46/47 zeigt ein Spurlager für stehende Triebwerkswellen. Damit die Platte bei etwaiger Schiefstellung der Welle nachgeben kann, ist dieselbe an der unteren Seite schwach kugelförmig ausgeführt. Ein Stift verhindert das Drehen der Platte.

Auch Spurzapfen werden unten kugelförmig ausgeführt, doch ist für gröſsere Belastungen auch eine gröſsere Berührungsfläche notwendig.

Bei der Anordnung der Fig. 157, Taf. 46/47 läſst sich das Schmiermaterial schwer gleichmäſsig einführen, ebenso besteht kein Schutz gegen das Eindringen von Staub und Schmutz. Bei groſsem Druck auf das Lager wird deshalb das Öl häufig durch ein Rohr vermittelst einer Ölpumpe hineingepreſst. Letzteres beispielsweise bei Turbinenzapfen (s. solchen Fig. 94, Taf. 18).

Müssen vertikale Wellen genau eingestellt werden, so ist das Spurlager mit seitlichen Schrauben anzuordnen, durch welche die Welle in die richtige Lage zu bringen ist.

Wird die Lagerbüchse (meist Rotguſs) seitlich abgenutzt, so ist dieselbe geteilt so herzustellen, daſs wenigstens eine Lagerschale vermittelst Schrauben nachgestellt werden kann. Der Nachstellbarkeit in senkrechter Richtung kann durch eine unten angebrachte Schraube oder auch durch einen Keil Rechnung getragen werden.

Die Bezugseinheit bei Fig. 157 ist wieder

$$d_1 = 1{,}14\,d + 10.$$

Figuren 158 und 159, Taf. 46/47 zeigen noch Spurlager für Kräne.

Die Kammlager gehören zu den Spurlagern.

Die Lagerschalen werden aus Rotguſs und Weiſsguſs hergestellt. Um den Kammzapfen in das Lager hineinbringen zu können, müssen die Ringlager zweiteilig angeordnet werden. Dadurch wird auch bei eingetretener Abnutzung Nachstellung der unteren Ringschale ermöglicht. Zu dem Zweck ist entweder zwischen beiden Ringschalen eine kleine Fuge zu belassen oder es ist das überflüssige Material wegzufeilen.

Über die Ausführung der Kammzapfen siehe das bereits Gesagte auf Seite 32.

Fig. 160, Taf. 46/47 zeigt ein Kammzapfen-Ringschmierlager nach Ausführung der Maschinenfabrik Briegleb, Hansen u. Co., Gotha.

Das Loch des Lagerdeckels erhält Gewinde zum Einschrauben einer schmiedeeisernen Öse, mittels welcher ein bequemes Aufheben des Deckels möglich ist. Für gewöhnlich ist dieses Deckelloch durch einen passenden Holzpfropfen verschlossen.

Die beiden seitlich unten gezeichneten Schrauben dienen zur Entleerung des Öles.

Auf die saubere Anfertigung der Kammlager ist besondere Sorgfalt zu legen, da nur bei solcher ein möglichst gleichmäſsiges Anliegen aller Ringe erzielt werden kann.

Beispiel.

Obgleich die Dimensionierung der Lager u. s. w. nach den auf den Tafeln angegebenen Bezugseinheiten und Maſsen geschieht, sei noch ein Hängelager nach der Festigkeitslehre durchgerechnet.

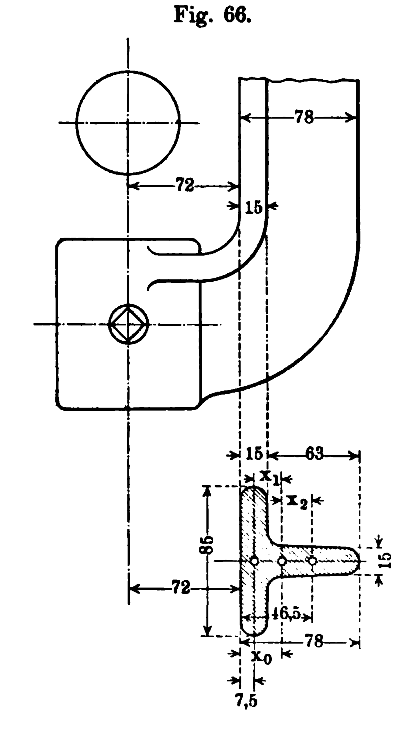
Wenn die Spannung an der gezogenen Seite des Armquerschnitts des Hängelagers, Fig. 129, Taf. 35/36, 2 kg pro qmm nicht überschreiten darf, wie groſs kann dann die Belastung des Hängelagers sein?

Der Schwerpunktsabstand x_0 (also auch die Lage der neutralen Achse) von der gezogenen Seite ermittelt sich nach der Mechanik aus der Formel:

$$x_0 = \frac{\Sigma(ix)}{\Sigma(i)}.$$

Hierbei bedeutet $\sum(i\,x)$ gleich Summe aller Flächen mal ihre Schwerpunktsabstände von der an-

Fig. 66.



genommenen Kante (hier die gezogene Flanschseite) und $\sum(i)$ gleich Summe aller Flächen.

(Bei Berechnung des Schwerpunktes von Körpern bedeuten i nicht die Flächeninhalte, sondern die Gewichte der betreffenden Körper.)

Folglich, wenn man die einzelnen Flächen als Rechtecke ansieht,

$$x_0 = \frac{85.15.7,5 + 63.15.46,5}{85.15 + 63.15} = \mathbf{24,1\,mm}.$$

Nach Fig. 66 sind ferner die Abstände der einzelnen Schwerpunktsachsen von der neutralen Schwerpunktsachse

$$x_1 = x_0 - 7,5 = 24,1 - 7,5 = \mathbf{16,6\,mm}.$$

$$x_2 = 46,5 - x_0 = 46,5 - 24,1 = \mathbf{22,4\,mm}.$$

Nach der Festigkeitslehre ist nun das Trägheitsmoment einer Fläche bezogen auf eine beliebige Achse gleich dem Trägheitsmoment der Fläche bezogen auf die parallele Schwerpunktsachse vermehrt um das Produkt aus Inhalt der Fläche in das Quadrat des Abstandes der beiden Achsen.

Daher

$$J = J_s + F.a^2,$$

$$J = \frac{1}{12}(85.15^3 + 15.63^3) + 85.15.16,6^2$$
$$+ 15.63.22,4 =$$

$$J = \mathbf{1161\,810}.$$

Das Widerstandsmoment in Bezug auf die gezogene Seite wird daher

$$W = \frac{J}{x_0} = \frac{1161810}{24,1} = \sim \mathbf{48\,200}.$$

Da betreffender Hängearm auf Zug und Biegung beansprucht wird, mufs er nach der zusammengesetzten Festigkeit berechnet werden. Hierfür ergiebt sich die gesamte Spannung

$$S = \frac{P}{F} + \frac{M}{W} = \frac{P}{F} + \frac{P.a}{W}$$

oder zur Rechnung bequemer

$$S = \frac{P}{F}\left(1 + \frac{F.a}{W}\right).$$

S war 2 kg an der gezogenen Seite.

Die Fläche F des Querschnitts wird

$$F = 85.15 + 15.63 = \mathbf{2220\,qmm}.$$

Der Hebelarm für das biegende Moment M ergiebt sich nach Figur

$$a = 72 + x_0 = 72 + 24,1 = \mathbf{96,1\,mm}.$$

Somit folgt:

$$2 = \frac{P}{2220}\left(1 + \frac{2220.96,1}{48200}\right)$$

und hieraus die gröfste zulässige Belastung des Hängelagers

$$P = \frac{2.2220}{1 + \frac{2220.96,1}{48200}} = \mathbf{818\,kg}.$$

Achsen.

Achsen sind solche Träger von Maschinenteilen, welche, mit Zapfen versehen, eine drehende oder schwingende Bewegung ausführen.

Die auf einer Achse lastenden Maschinenteile, sowie das Eigengewicht der Achse, werden dieselbe auf Biegung beanspruchen. Tritt aufser der Biegung auch Drehung auf, so nennt man diese Achsen Wellen. Hier sollen nur Achsen, also nur auf Biegung beanspruchte Träger berechnet werden. Die Wellen werden späterhin behandelt.

Streng genommen ist jede Achse eine Welle, weil durch Zapfenreibung ein Drehungsmoment entsteht, von dem aber, weil meist sehr gering, abgesehen werden kann.

Als Material für Achsen (auch für Wellen) dient vorzugsweise Flufseisen und Flufsstahl.

Gufseisen findet immer seltener Anwendung. Bei Verwendung desselben ist besondere Sorgfalt auf die Dichtigkeit des Gusses zu legen. Wird Gufseisen zur Herstellung einer Achse gewählt, so bediene man sich des Hohlgusses, speziell für gröfsere zu übertragende Kräfte[1]).

Auch hölzerne Achsen (Wellen) werden immer seltener gefertigt. Selbst bei Wasserrädern finden sich jetzt meist Wellen (Achsen) von Eisen oder Stahl. Das zu Holzachsen genommene Holz besteht aus Eiche, Buche oder Kiefer und mufs bei der Bearbeitung gut trocken sein.

Die aus Schmiedeeisen oder Stahl hergestellten Achsen (oder Wellen) besitzen meist vollen Kreisquerschnitt. Nahtfrei gewalzte Röhren (Ringquerschnitt) nach dem Mannesmann-Verfahren u. s. w. oder genietete hohle Achsen finden ebenso selten Anwendung.

Man unterscheidet:

a) Ungleichschenklige Achsen, sofern die Last mehr nach dem einen oder anderen Auflager zu angreift (s. Fig. 163, Taf. 48).

b) Gleichschenklige Achsen, sofern die Last in der Mitte der Achse angreift (s. Fig. 164, Taf. 48).

c) Mehrfach belastete Achsen (s. Fig. 165, Taf. 48).

d) Freitragende Achsen (s. Fig. 166, Tafel 48), sofern der Tragpunkt am Ende derselben, also aufserhalb der Stützpunkte gelegen ist. Letztere lassen sich aber stets auf gewöhnliche, zwischen den Auflagern belastete Achsen zurückführen.

Die Biegungsspannung kann gesetzt werden, wenn die Kraft in ihrer Richtung, also auch die Spannung des Materials, zwischen einem gröfsten positiven und negativen Werte wechselt:

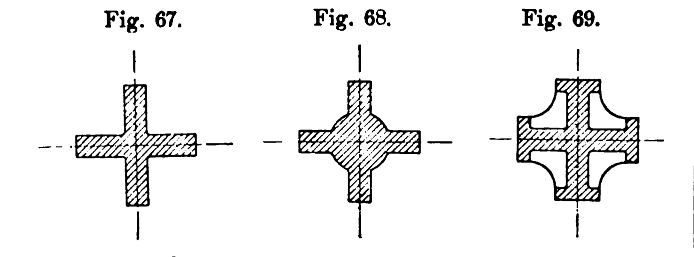
$k_b = 3 \div 4$ kg pro qmm für Flufs- oder Schweifseisen,
$k_b = 4 \div 6$ „ „ „ „ Flufsstahl,
$k_b = 2{,}5 \div 3{,}5$ „ „ „ „ Stahlgufs,
$k_b = 1{,}5 \div 2{,}5$ „ „ „ „ Gufseisen,
$k_b = 0{,}6$ „ „ „ „ Eichenholz.

Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig, so können obige Angaben für die Biegungsspannung bis zum Doppelten derselben erhöht werden.

Betreffs Ausführung der Zeichnungen sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dafs es zwar in Rücksicht auf Zeitersparnis geraten ist, die Zeichnungen einfach glatt, ohne Schraffur (wie auf Tafel 48), zu belassen, dafs jedoch aber die Einfachheit einer solchen

---

[1]) Kreuz- oder sternförmiger Querschnitt (Fig. 67, 68 und 69), wie solcher früher zur Anwendung kam, ist bei dem heutigen Stande der Technik als unzweckmäfsig zu bezeichnen.


Fig. 67. Fig. 68. Fig. 69.

Achsenzeichnung ganz vorteilhaft durch Rundschraffur wie Fig. 163a, Taf. 48 zeigt, gehoben werden kann.

Einfach belastete Achsen.

a) Ungleichschenklige Achse (s. Fig. 163, Taf. 48).

In der Regel sind die Lasten gegeben und es kommt dann darauf an, die Gröfsen der Reaktionen zu bestimmen.

Letzteres läfst sich folgenderweise leicht durchführen:

Bei einer solchen Achse gelten nämlich die Sätze, dafs

1. die Momente, welche an der Achse wirken, sich überall das Gleichgewicht halten und dafs

2. alle an der Achse nach oben wirkenden Kräfte gleich den nach unten wirkenden sein müssen.

(Algebraische Summe der Kräfte = 0.)

[Statisches Moment = Kraft × Hebelarm.]

Zur Heranziehung des ersten Satzes denkt man sich nun in die Achse einen Drehpunkt gelegt und betrachtet die Momente, welche an jedem Drehpunkte wirken.

Bei unrichtiger Wahl des Drehpunktes ergeben sich nun aber aus den zwei unbekannten Reaktionen zwei unbekannte Momente. Wir legen deshalb den Drehpunkt am besten so, dafs eine von den beiden unbekannten Kräften (Reaktionen) durch ihn hindurchgeht, dieselbe also ohne Hebelarm ist, wodurch das Moment derselben gleich Null wird und wir aufser den bekannten Momenten nur noch mit einem unbekannten zu rechnen haben.

Ist z. B. in Fig. 70 die Reaktion R_1 zu bestimmen, so wird der Drehpunkt nach B gelegt, dann müssen sich die Momente um B das Gleichgewicht halten.

Fig. 70.

Diese Momente sind

$$P.L_2 \text{ und } R_1.L.$$

Dieselben gleichgesetzt:

$$P.L_2 = R_1.L.$$

Da P, L_2 und L bekannt sind, läfst sich R_1 bestimmen:

$$R_1 = \frac{P.L_2}{L} \quad \ldots \ldots \quad 74)$$

Jetzt bestimmt man R_2 in gleicher Weise, indem man den Drehpunkt nach A legt, es folgt dann:

$$P.L_1 = R_2.L$$

$$R_2 = \frac{P.L_1}{L} \quad \ldots \ldots \quad 75)$$

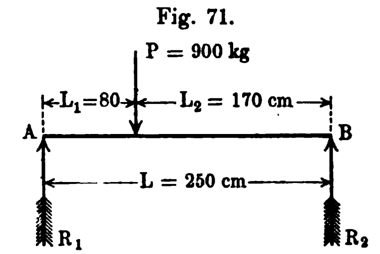
Man kann aber zur Bestimmung von R_2 auch den zweiten Satz benutzen, nämlich

$$R_1 + R_2 = P \quad \ldots \ldots \quad 76)$$

$$R_2 = P - R_1 \quad \ldots \quad 76a)$$

Beispiel 1. Gegeben ist eine ungleichschenklige Achse mit den in Fig. 71 ein-

Fig. 71.



geschriebenen Bezeichnungen. Wie grofs die Reaktionen R_1 und R_2?

Erstens B als Drehpunkt:

$$R_1.250 = 900.170$$

$$R_1 = \frac{900.170}{250} = \mathbf{612\,kg.}$$

Zweitens A als Drehpunkt:

$$R_2.250 = 900.80$$

$$R_2 = \frac{900.80}{250} = \mathbf{288\,kg.}$$

Kontrolle:

$$R_1 + R_2 = P,$$

$$612 + 288 = 900\,\text{kg},$$

$$900 = 900,$$

also richtig.

Sind die Längenmafse und eine Reaktion bekannt und soll die Last P und die andere Reaktion ge-

Fig. 72.

funden werden (s. Fig. 72), so kommt man auch hier zu einem Resultat, wenn man den Drehpunkt in die Richtung einer der beiden unbekannten Kräfte legt.

Momente um B:

$$R_1.550 = P.450$$

$$460.550 = P.450$$

$$P = \frac{460.550}{450} = \mathbf{562{,}22\,kg}$$

Momente um A:

$$R_2 . 550 = P . 100$$

$$R_2 . 550 = 562{,}22 . 100$$

$$R_2 = \frac{562{,}22 . 100}{550} = \mathbf{102{,}22\ kg.}$$

b) Gleichschenklige Achse
(siehe Zeichnung Fig. 164, Taf. 48).

Dieselbe ist genau so zu behandeln. Es ist bei derselben $L_1 = L_2 = \frac{L}{2}$ (s. Fig. 70), womit sich für die Reaktionen ergiebt:

$$R_1 = \frac{P . \frac{L}{2}}{L} = \frac{P . L}{2 . L} = \frac{P}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 77)$$

ebenso

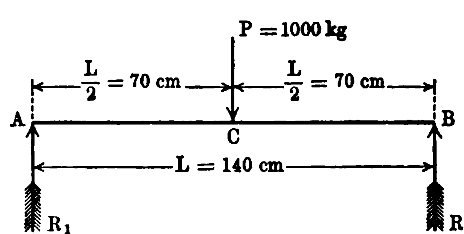
$$R_2 = \frac{P . \frac{L}{2}}{L} = \frac{P}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 78)$$

also ist bei der gleichschenkligen Achse

$$R_1 = R_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 78a)$$

Beispiel 2. Gegeben ist eine gleichschenklige Achse mit den in Fig. 73 eingeschriebenen Bezeichnungen. Wie grofs die Reaktionen R_1 und R_2? (Siehe Zeichnung Fig. 164, Taf. 48.)

Fig. 73.



Legt man wieder die Drehpunkte nach A und B, so ergiebt sich nach Obigem:

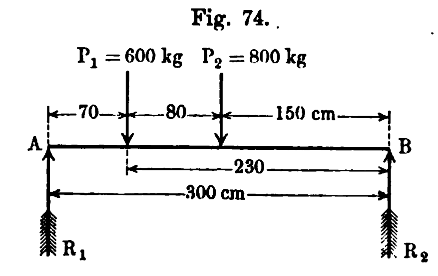
$$R_1 = R_2 = \frac{P}{2} = \frac{1000}{2} = \mathbf{500\ kg.}$$

Mehrfach belastete Achsen.

Ruhen auf einer Achse zwei oder mehrere Lasten, so verfährt man wie früher. Die Summe der einzelnen Momente von oben mufs dann wieder gleich den Momenten von unten sein. Am besten zeigt sich dies am folgenden Beispiel.

Beispiel 3. Gegeben ist eine mehrfach belastete Achse mit den in Fig. 74 eingeschriebenen Bezeichnungen. Wie grofs die Reaktionen R_1 und R_2?

Fig. 74.



Momente um B:

$$R_1 . 300 = 600 . 230 + 800 . 150$$

$$R_1 = \frac{600 . 230 + 800 . 150}{300} = \mathbf{860\ kg.}$$

Momente um A:

$$R_2 . 300 = 800 . 150 + 600 . 70$$

$$R_2 = \frac{800 . 150 + 600 . 70}{300} = \mathbf{540\ kg.}$$

Kontrolle:

$$R_1 + R_2 = P_1 + P_2,$$

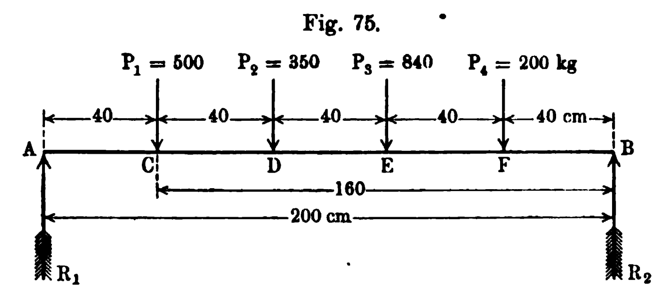
$$860 + 540 = 600 + 800,$$

$$1400 = 1400,$$

also richtig.

Beispiel 4. Gegeben ist eine mehrfach belastete Achse mit den in Fig. 75 eingeschriebenen Bezeichnungen. Wie grofs die Reaktionen R_1 und R_2? (Siehe Zeichnung mit eingetragenen Mafsen Fig. 165, Taf. 48.)

Fig. 75.



Momente um B:

$$R_1 . 200 = 500 . 160 + 350 . 120 + 840 . 80 + 200 . 40$$

$$R_1 = \frac{500 . 160 + 350 . 120 + 840 . 80 + 200 . 40}{200} = \mathbf{986\ kg.}$$

Momente um A:

$$R_2 . 200 = 200 . 160 + 840 . 120 + 350 . 80 + 500 . 40$$

$$R_2 = \frac{200 . 160 + 840 . 120 + 350 . 80 + 500 . 40}{200} = \mathbf{904\ kg.}$$

Kontrolle:

$$R_1 + R_2 = P_1 + P_2 + P_3 + P_4,$$

$$986 + 904 = 500 + 350 + 840 + 200,$$

$$1890 = 1890,$$

also richtig.

Bestimmung der Momente in den einzelnen Belastungspunkten.

Hat man nach Obigem die Gröfse der Reaktionen zahlenmäfsig festgestellt, so ist die nächste Aufgabe die Bestimmung der Biegungsmomente in den einzelnen Punkten der Achse. Zu diesem Zweck denkt man sich den Träger (Achse) in dem zu bestimmenden Punkte fest eingespannt, nach der einen oder anderen Seite hin. Jetzt untersucht man, welche Momente an dem frei vorstehenden Ende thätig sind.

Um bei obigem Beispiel das Biegungsmoment im Punkte C zu bestimmen, denke man sich die Achse in C fest eingespannt. Das Biegungsmoment in C ist nun eine Folge der nach oben wirkenden Reaktion R_1, welche am Hebelarm 40 cm angreift. Dabei ist gleichgiltig, ob man nach rechts oder links einspannt, da in beiden Fällen das gleiche Resultat erzielt wird.

Moment bei C (C also als Drehpunkt):

$$M_C = R_1 . 40 = 986 . 40 = \mathbf{39\,440\ cmkg}$$

oder auch, wenn rechts das freistehende Ende ist:

$$M_C = R_2 . 160 - 200 . 120 - 840 . 80 - 350 . 40$$

$$M_C = 904 . 160 - 200 . 120 - 840 . 80 - 350 . 40 = 39\,440 \text{ cmkg}.$$

Moment bei D (D als Drehpunkt):

$$M_D = R_1 . 80 - 500 . 40 = 986 . 80 - 500 . 40 = \mathbf{58\,880\ cmkg.}$$

Moment bei E:

$$M_E = R_2 . 80 - 200 . 40 = 904 . 80 - 200 . 40 = \mathbf{64\,320\ cmkg.}$$

Moment bei F:

$$M_F = R_2 . 40 = 904 . 40 = \mathbf{36\,160\ cmkg.}$$

Die nächste Operation ist die

Bestimmung der Durchmesser in den betreffenden Punkten.

Die gegebene Achse (Beispiel 4) sei eine volle Stahlachse (Flufsstahl) und es werde die Spannung gleich 600 kg pro qcm gesetzt.

Das Widerstandsmoment des vollen Kreisquerschnitts ist $= \frac{\pi}{32} d^3 = \sim 0,1\, d^3$, wenn $d =$ Durchmesser des Kreises.

(Hat der Träger eine andere Form, so ist das Widerstandsmoment des betreffenden Querschnitts einzusetzen.)

Wie schon bei den Keilen gesagt, ist

Moment = Widerstandsmoment $\times$ Spannung,

also

$$M = W . k_b,$$

folglich für die einzelnen Punkte[1]):

$$M_C = 0,1\, d_C^3 . 600$$

(zu beachten ist, dafs die Spannung in Quadratcentimeter gesetzt werden mufs, wenn das Moment in Centimeterkilogramm eingesetzt ist),

$$39\,440 = 0,1\, d_C^3 . 600,$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{39\,440}{60}} = 8,69 \text{ cm} \sim \mathbf{87\ mm.}$$

$$M_D = 0,1\, d_D^3 . 600,$$

$$58\,880 = 0,1\, d_D^3 . 600,$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{58\,880}{60}} = 9,93 \text{ cm} \sim \mathbf{99\ mm.}$$

$$M_E = 0,1\, d_E^3 . 600,$$

$$64\,320 = 0,1\, d_E^3 . 600,$$

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{64\,320}{60}} = 10,2 \text{ cm} \sim \mathbf{102\ mm.}$$

$$M_F = 0,1\, d_F^3 . 600,$$

$$36\,160 = 0,1\, d_F^3 . 600,$$

$$d_F = \sqrt[3]{\frac{36\,160}{60}} = 8,44 \text{ cm} \sim \mathbf{85\ mm.}$$

Diese Durchmesser sind wegen der Achsköpfe entsprechend auf

$$d_C = 100,\ d_D = 115,\ d_E = 115,\ d_F = 100 \text{ mm}$$

zu verstärken, wie Fig. 165, Taf. 48 angiebt.

Hat man so die Durchmesser der Achse ermittelt, so erfolgt die

---

[1]) Statt wie oben alle Durchmesser auszurechnen, kann man eine Formel aufstellen, durch welche sich häufig die Rechnung vereinfacht.

Es ist für die Zapfen (s. Fig. 165, Taf. 48) das Biegungsmoment

$$R_1 \cdot \frac{l}{2} = 0,1\, d^3 . k_b.$$

Für irgend einen anderen Querschnitt im Abstande x von der Zapfenmitte ergiebt sich

$$R_1 . x = 0,1\, d_x^3 . k_b.$$

Dividiert man beide Gleichungen durcheinander, so folgt

$$\frac{l}{2x} = \frac{d}{d_x^3}.$$

Hieraus

$$d_x = \sqrt[3]{d^3 \cdot \frac{2x}{l}} = d . \sqrt[3]{\frac{2}{l}} \cdot \sqrt[3]{x}.$$

Man rechnet sich nun den konstanten Faktor $d \sqrt[3]{\frac{2}{l}}$ einmal aus und multipliziert denselben stets mit $\sqrt[3]{x}$, wodurch sich die verschiedenen Durchmesser d_x der Achse ergeben.

Da es jedoch im Allgemeinen wohl angezeigt erscheint, speziell bei verwickelter Belastung der Achsen, statt besonderer aufgestellter Formeln sich stets die einzelnen Querschnitte zu bestimmen, so hat der Verfasser wohl mit dem obigen eingeschlagenen Wege den im Allgemeinen bequemeren gewählt und kann der Lernende sich jederzeit der obigen Berechnungsweise leicht bedienen.

Aufzeichnung einer Skizze des Normalprofils der Achse.

Die Endprofile, welche auf obige Weise entstanden, bilden zwei kubische Parabeln. Diese Form von gleicher

Fig. 76.

Festigkeit ist in den Achsenzeichnungen, Taf. 48, überall hineinpunktiert. An dieselbe werden jetzt die übrigen Teile, welche zur Fertigstellung erforderlich sind, angesetzt, wie die Zapfen und die Auflager (Achsköpfe) für darauf sitzende Räder u. s. w.

Es ist eine Hauptregel, dafs man hierbei nie in das Normalprofil einschneidet, sondern eher noch etwas zugiebt. Auch die Durchmesser der Achsköpfe sind so zu verstärken, dafs durch etwaige Keile das theoretische Profil nicht geschwächt wird. Die Länge der Achsköpfe kann $1{,}4\,D$ bis $2\,D$ genommen werden, je nach Länge der Nabe des aufzukeilenden Maschinenteils. Die Teile zwischen den Radsitzen führt man nach Möglichkeit gerad begrenzt aus, also konisch oder cylindrisch, im Interesse leichterer Bearbeitbarkeit auf der Bank. Bei der Montage kann die horizontale Lage einer Achse durch Auflegen einer Wasserwage bestimmt werden. Zu dem Zweck sollte jede Achse wenigstens mit einem hierzu genügend langen cylindrischen Teil versehen sein.

Schliefslich folgt noch die

Berechnung der Zapfen.

Die Zapfen werden nach den bei Stirn- und Halszapfen angegebenen Regeln bestimmt, indem man die darauf fallenden Reaktionen als Lasten annimmt. Haben Zapfen und Achse gleiche Biegungsspannung, so erhält man naturgemäfs den Zapfen genau so stark als diejenige Stelle der Achse, an welche er angesetzt ist (siehe die Figuren auf Taf. 48).

Dem Zapfen weniger Spannung zu geben als der Achse, also ausnahmsweis grofse Dimensionen, hat bei einer Tourenzahl unter 150 wenig Zweck.

Für die beiden Stirnzapfen zu oben gegebener Stahlachse (Beispiel 4) würden sich, wenn die Tourenzahl derselben $n = 70$ ist, folgende Abmessungen ergeben:

Nehmen wir die Biegungsbeanspruchung der Zapfen wie der Achse, also $k_b = 6$ kg (da die Zapfen fast unveränderlich und in derselben Richtung belastet sind) und die Flächenpressung $p = 0{,}6$ (s. hierüber S. 28), so folgt zunächst für den linken und rechten Zapfen aus Gleichung 51) der Gröfstwert:

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{l_2}{d_2} = \sqrt{\frac{0{,}2\,.\,6}{0{,}6}} = \sim \mathbf{1{,}42},$$

also

$$l_1 = 1{,}42\,d_1 \text{ und } l_2 = 1{,}42\,d_2.$$

Somit nach Gleichung 50):

$$P = l_1\,.\,d_1\,.\,p \text{ (für } P \text{ ist } R_1 \text{ resp. } R_2 \text{ einzusetzen)}$$

$$986 = 1{,}42\,d_1^2\,.\,0{,}6,$$

$$d_1 = \sqrt{1159} = \sim 34 \sim \mathbf{35\,mm},$$

folglich

$$l_1 = 1{,}42\,.\,35 = 49{,}7 \sim \mathbf{50\,mm}.$$

Ebenso:

$$904 = 1{,}42\,d_2^2\,.\,0{,}6$$

$$d_2 = \sim 33 \sim \mathbf{35\,mm},$$

$$l_2 = 1{,}42\,.\,35 = \sim \mathbf{50\,mm},$$

was in Rücksicht auf gleiche Lagermodelle recht vorteilhaft ist.

Schliefslich verlangt Gleichung 52) eine Zapfenlänge

$$l \geqq \frac{P\,.\,n}{305\,000\,A_x}$$

und wenn man $A_x = 0{,}005$ wählt (s. hierüber S. 29)

$$l_1 \geqq \frac{986\,.\,70}{305\,000\,.\,0{,}005} = \sim 45\,\text{mm},$$

ebenso

$$l_2 \geqq \frac{904\,.\,70}{305\,000\,.\,0{,}005} = \sim 42\,\text{mm}.$$

Da obige Werte gröfser sind, können dieselben beibehalten werden.

Die Höhe des Anlaufes wird nach Gleichung 53):

$$e = 3 + 0{,}1\,d = 3 + 0{,}1\,.\,35 = 6{,}5 \sim \mathbf{7\,mm}$$

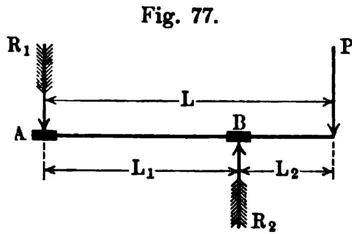
und die Stärke des Bundes

$$e_1 = 1{,}5\,e = 1{,}5\,.\,7 = \mathbf{10{,}5\,mm}.$$

Freitragende Achsen.

Hierbei liegt der Tragpunkt aufserhalb der Stützpunkte. Der Zapfen bei B wird als Halszapfen konstruiert.

Fig. 77.



Auch hier ist der Drehpunkt allemal in die Auflager zu legen.

Momente um B:

$$R_1 . L_1 = P . L_2$$

$$R_1 = \frac{P . L_2}{L_1} \quad \ldots\ldots \quad 79)$$

Momente um A:

$$R_2 . L_1 = P . L$$

$$R_2 = \frac{P . L}{L_1} \quad \ldots\ldots \quad 80)$$

Ferner ist wieder die algebraische Summe der Vertikalkräfte gleich Null, also

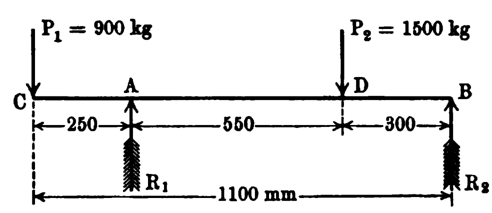
$$R_1 + P - R_2 = 0$$

oder

$$R_1 + P = R_2 \quad \ldots \quad 80a)$$

Beispiel 5. Gegeben ist eine freitragende Achse mit den in Fig. 78 eingeschriebenen Be-

Fig. 78.



zeichnungen. Die Achse sei aus Schmiedeeisen und mache pro Minute 120 Umdrehungen (s. Zeichnung Fig. 166, Taf. 48).

Nach den vorigen Angaben ist der Vorgang einer Achsenberechnung folgender:

1. Bestimmung der Reaktionen $R_1 = ?$ $R_2 = ?$
2. Bestimmung der einzelnen Biegungsmomente $M_A = ?$ $M_D = ?$
3. Bestimmung der Durchmesser an den betreffenden Stellen der Achse $d_A = ?$ $d_D = ?$
4. Skizze des Normalprofils.
5. Berechnung der Zapfen.

Zur Berechnung der Reaktionen legen wir wieder die Drehpunkte nach A und B.

Momente um B:

$$900 . 1100 - R_1 . 850 + 1500 . 300 = 0$$

$$900 . 1100 + 1500 . 300 = R_1 . 850$$

$$R_1 = \mathbf{1694{,}11\ kg.}$$

Momente um A:

$$R_2 . 850 - 1500 . 550 + 900 . 250 = 0$$

$$R_2 . 850 = 600000$$

$$R_2 = \mathbf{705{,}88\ kg.}$$

Kontrolle:

$$R_1 + R_2 = P_1 + P_2,$$

$$1694{,}11 + 705{,}88 = 900 + 1500,$$

$$\sim 2399{,}99 = 2400,$$

also richtig, wenn man von der Abrundung der Decimalen absieht.

Wir nehmen rund

$$R_1 = \mathbf{1694\ kg}$$

und

$$R_2 = \mathbf{706\ kg.}$$

$$M_A = 900 . 250 = \mathbf{225\,000\ mmkg,}$$

$$M_D = 706 . 300 = \mathbf{211\,800\ mmkg,}$$

$$M = W . k_b.$$

Setzen wir gutes Material voraus, so können wir die Spannung $k_b = 4$ kg nehmen, daher

$$225\,000 = 0{,}1\, d_A^3 . 4,$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{225\,000}{0{,}4}} = \sim 83 \sim \mathbf{85\ mm.}$$

Die Länge dieses nur auf Biegung beanspruchten Halszapfens ergiebt sich mit $p = 0{,}4$ nach Gleichung 50):

$$P = l_A . d_A . p, \ (P = R_1),$$

$$l_A = \frac{P}{d_A . p} = \frac{1694}{85 . 0{,}4} = \sim 50\,\text{mm}$$

und mit $A_x = 0{,}005$ nach Gleichung 52)

$$l \geqq \frac{P . n}{305\,000\, A_x},$$

$$l \geqq \frac{1694 . 120}{305\,000 . 0{,}005} = 133 \sim \mathbf{135\ mm,}$$

welcher Wert als der gröfsere beizubehalten ist.

Ferner:

$$211800 = 0{,}1\, d_D^3 . 4$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{211\,800}{0{,}4}} = \sim 80\,\text{mm}.$$

Dieser Wert ist noch wegen der Keilnute auf **95 mm** erhöht worden, s. Fig. 166, Taf. 48.

Die Länge des Achskopfes bei D kann $1{,}5 . 80 = \sim$ **120 mm** genommen werden.

Für den rechten Stirnzapfen bei B ergiebt sich mit $p = 0{,}4$ nach Gleichung 51)

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 . 4}{0{,}4}} = \sim 1{,}42,$$

also

$$l = 1{,}42\, d$$

und somit nach Gleichung 50)

$$706 = 1{,}42\, d^2 . 0{,}4,$$

$$d = \sqrt{\frac{706}{1{,}42 . 0{,}4}} = \sim \mathbf{35\ mm,}$$

folglich

$$l = 1{,}42 . 35 = \sim 50\,\text{mm}.$$

In Rücksicht auf die Reibungsarbeit mufs schliefslich mit $A_x = 0{,}005$ die Zapfenlänge nach Gleichung 52) sein

$$l \geqq \frac{706 . 120}{305\,000 . 0{,}005} = \sim \mathbf{55\ mm,}$$

welcher Wert als der gröfsere beizubehalten ist.

Für den linken Tragzapfen bei C erhält man, wenn die Last am Hebelarm 45 mm angreift

$$900 \, . \, 45 = 0{,}1 \, d_C^3 \, . \, 4,$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{900 \, . \, 45}{0{,}4}} = \sim \mathbf{47 \, mm.}$$

Bei derartigen Achsen bleibt noch zu behalten, dafs für gewisse Querschnitte das Biegungsmoment sein Vorzeichen ändern, daher dasselbe auch gleich Null werden kann. Wird das Vorzeichen für das Moment negativ, so bedeutet das blofs, dafs die Achse in entgegengesetzter Richtung durchgebogen würde, als man anfänglich zur Berechnung für M angenommen hatte.

Die weitere Berechnung vollzieht sich dann ohne Rücksicht auf das Minuszeichen zu nehmen, da es gleichgiltig ist, wie die Achse beansprucht wird. Beim Summieren der Momente aber sind die Vorzeichen wohl zu beachten.

Ein wie oben besprochener Querschnitt befindet sich in der Achse des letzten Beispiels, Fig. 166, Taf. 48, und zwar liegt derselbe zwischen den Punkten A und D (s. auch Fig. 78 Text).

Wird seine Entfernung vom Punkte A mit x bezeichnet, so folgt

$$900 \, (250 + x) = 1694 \, x,$$

$$225\,000 + 900 \, x = 1694 \, x,$$

$$x = \mathbf{284 \, mm.}$$

Rechnet man von rechts, so folgt

$$706 \, (300 + x_1) = 1500 \, x_1,$$

$$x_1 = \mathbf{266 \, mm.}$$

Kontrolle:

$$x + x_1 = 550,$$

$$284 + 266 = 550.$$

Theoretisch könnte demnach der Querschnitt einer solchen Stelle gleich Null sein, wenn nicht die noch auftretenden Schubkräfte einen gewissen Querschnitt verlangten.

Man kann aber die Achse an der betreffenden Stelle schwächer ausführen, wie das z. B. bei Eisenbahnwagenachsen vorkommt.

Hohle Achsen.

Hohle Achsen finden, wie bereits gesagt, speciell für gröfsere zu übertragende Kräfte Anwendung. Ihre Berechnung vollzieht sich in genau derselben Weise, wie die der vollen, nur hat man als Widerstandsmoment

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \sim 0{,}1 \, \frac{D^4 - d^4}{D}$$

einzuführen.

Hierbei bedeutet

D = äufseren Durchmesser des Hohlkreises
d = inneren " "

Da nun D und d in einer Gleichung als Unbekannte nicht ohne Weiteres zu berechnen sind, so ist eine zweite Gleichung aufzustellen, welche das Verhältnis zwischen D und d angiebt.

Man setzt im Allgemeinen

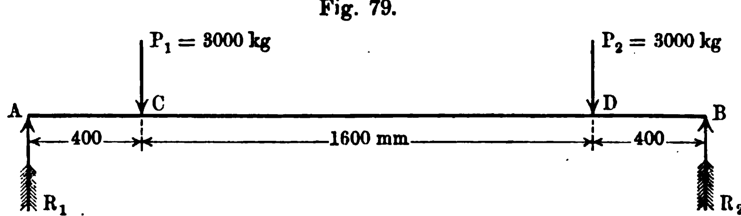
$$d = 0{,}5 \, D \div 0{,}8 \, D.$$

Zu beachten ist, dafs, da d in der vierten Potenz vorkommt, nicht allein das dafür eingesetzte D, sondern auch die betreffende Verhältniszahl in die vierte Potenz zu erheben ist.

Der kleinste innere Durchmesser richtet sich übrigens nach dem Mindestdurchmesser des Kerns, welchen derselbe erhalten mufs. Ergiebt die Berechnung eine sehr schwache Wandstärke, so wird man in Rücksicht auf das Kernverlegen dieselbe entsprechend zu verstärken haben.

Beispiel 6. Gegeben ist eine hohle, gufseiserne Achse mit den in Fig. 79 eingeschriebenen Bezeichnungen. Die Tourenzahl der Achse sei 18 pro Minute.

Fig. 79.



Da gegebene Achse vollständig symmetrisch ist in Bezug auf Lasten und Längenmafse, so braucht man die Rechnung auch nur auf eine Hälfte der Achse auszuführen.

Es ist in diesem Falle

$$R_1 = R_2 = \mathbf{3000 \, kg.}$$

Folglich ergeben sich zwei gleiche Stirnzapfen.

Moment bei C:

$$M_C = 3000 \, . \, 400 = \mathbf{1200\,000 \, mmkg.}$$

Ebenso ist das Moment bei D:

$$M_D = 3000 \, . \, 400 = \mathbf{1200\,000 \, mmkg.}$$

$$M = W . k_b.$$

Nehmen wir $k_b = 2{,}5$ kg, so folgt für den Querschnitt bei C[1]):

[1]) Man kann sich die Durchmesser einer hohlen Achse auch aus denen der vollen Achse berechnen, da bei gleicher Festigkeit das Widerstandsmoment des Hohlkreises gleich dem

$$1\,200\,000 = 0{,}1\,\frac{D_C^4 - d_C^4}{D_C} \cdot 2{,}5$$

und wenn man ein Höhlungsverhältnis $\frac{d_C}{D_C} = \mathbf{0{,}6}$ zuläfst

$$1\,200\,000 = 0{,}1\,\frac{D_C^4 - (0{,}6\,D_C)^4}{D_C} \cdot 2{,}5,$$

$$1\,200\,000 = 0{,}1\,D_C^3\,(1 - 0{,}1296) \cdot 2{,}5,$$

$$1\,200\,000 = 0{,}1 \cdot 0{,}8704\,D_C^3 \cdot 2{,}5,$$

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{1\,200\,000}{0{,}08704 \cdot 2{,}5}} = 177\text{ mm}.$$

Wegen des Nabenansatzes ist dieser Durchmesser auf **195 mm** zu verstärken.

Es ist nun

$$d_C = 0{,}6 \cdot 177 = \sim \mathbf{106\,mm}.$$

Man hätte natürlich auch die Mafse in Centimetern einsetzen können, dürfte dann aber nicht übersehen, auch die Spannung in Quadratcentimetern auszudrücken.

Für den Querschnitt bei D erhält man denselben Durchmesser, also

$$D_D = 177\text{ mm} = \sim \mathbf{195\,mm}$$

und

$$d_D = 0{,}6 \cdot 177 = \sim \mathbf{106\,mm}.$$

Für die beiden gleichen Stirnzapfen ergiebt sich zunächst bei einer Flächenpressung $p = 0{,}3$ (siehe S. 28) nach Gleichung 56) (bei Annahme $\frac{d}{D} = 0{,}6$):

$$\frac{l_1}{D_1} = \frac{l_2}{D_2} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 0{,}8704 \cdot 2{,}5}{0{,}3}} = \sim \mathbf{1{,}2},$$

somit nach Gleichung 55)

$$3000 = 1{,}2\,D_1^2 \cdot 0{,}3,$$

also

$$D_1 = D_2 = \sqrt{\frac{3000}{1{,}2 \cdot 0{,}3}} = 92 \sim \mathbf{95\,mm}$$

und die Zapfenlänge

$$l_1 = l_2 = 1{,}2 \cdot 95 = 114 \sim \mathbf{115\,mm}.$$

Schliefslich werden die inneren Zapfendurchmesser:

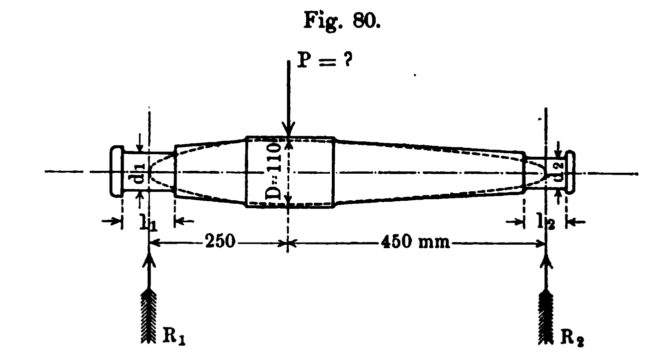
$$d_1 = d_2 = 0{,}6 \cdot 95 = \mathbf{57\,mm},$$

folglich bleibt hier eine Wandstärke $\frac{95 - 57}{2} = \mathbf{19\,mm}$.

Die quadratischen Ansätze an den Zapfen dienen blofs zum Anheben der Achse und werden vorteilhaft auch bei vollen Achsen angebracht.

Ist umgekehrt noch statt der Lasten der Achsendurchmesser gegeben (s. Fig. 80), so verfährt man bei der Berechnung wie folgt:

Fig. 80.



$$M = W \cdot k_b$$

und mit

$$k_b = 4\text{ kg},$$

$$R_1 \cdot 250 = 0{,}1 \cdot 110^3 \cdot 4,$$

$$R_1 = \mathbf{2129{,}6\,kg}.$$

Ferner:

$$R_2 \cdot 450 = 0{,}1 \cdot 110^3 \cdot 4,$$

$$R_2 = \mathbf{1183{,}1\,kg},$$

damit ergiebt sich die Last

$$P = 2129{,}6 + 1183{,}1 = \mathbf{3312{,}7\,kg}.$$

Alles Übrige ist in der früher angegebenen Weise zu berechnen.

---

der vollen Kreisfläche ist, gleiches Material der hohlen und vollen Achse vorausgesetzt.

Wird nun der Durchmesser einer vollen Achse mit ϑ bezeichnet, so ist das Widerstandsmoment

$$W = 0{,}1\,\vartheta^3.$$

Für die gleichwertige hohle Achse ist

$$W = 0{,}1\,\frac{D^4 - d^4}{D},$$

folglich:

$$0{,}1\,\vartheta^3 = 0{,}1\,\frac{D^4 - d^4}{D}.$$

Wird ferner

$$d = \alpha D$$

gesetzt, so folgt weiter

$$\vartheta^3 = \frac{D^4 - (\alpha D)^4}{D}$$

oder

$$\vartheta^3 = D^3\,(1 - \alpha^4)$$

und hieraus

$$D = \vartheta \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \alpha^4}}.$$

Aus dieser Formel läfst sich D berechnen, wenn ϑ bekannt und das Höhlungsverhältnis α angenommen worden ist.

Wellen.

Die Wellen dienen zur Übertragung rotierender Bewegung, wobei die wirkenden Kräfte die Welle zu verdrehen suchen. Aufser dieser Beanspruchung auf Drehung (Torsion) wirkt noch eine auf Biegung, hervorgerufen durch die Gewichte der auf der Welle sitzenden Räder, Riemenscheiben, Hebel und dergl. Selbst durch das Eigengewicht der Welle wird schon Biegungsbeanspruchung hervorgerufen, wenn die Welle nicht senkrecht steht.

Ist das Biegungsmoment M_b gegenüber dem Drehungsmoment M_t sehr klein, so kann man die Welle allein auf Verdrehung bestimmen. Hiervon ausgeschlossen sind in der Regel die Antriebswellen, da letztere meist auch stark auf Biegung beansprucht werden.

Schwankt das drehende Moment M_t ohne direkte Stöfse zwischen einem gröfsten positiven und negativen Werte, so kann die Drehungsbeanspruchung nach Bach genommen werden:

$k_t = 3 \div 4$ kg pro qmm für Flufsstahl,
$k_t = 2 \div 2{,}8$ „ „ „ „ Flufseisen,
$k_t = 1{,}2 \div 1{,}6$ „ „ „ „ Schweifseisen,
$k_t = 0{,}8 \div 1{,}0$ „ „ „ „ Gufseisen,
$k_t = 1{,}6 \div 2{,}8$ „ „ „ „ Stahlgufs.

Schwankt dagegen M_t ohne Stofs nur zwischen Null und seinem gröfsten Werte, so ist das Zweifache, und ist M_t unveränderlich und stofsfrei, so ist das Dreifache der angegebenen Werte statthaft.

Für Wasserradwellen aus Eichenholz ist $k_t = 0{,}5 \div 0{,}6$ kg pro qmm zu setzen.

Ändert sich, wie zuerst angegeben, M_t zwischen einem gröfsten positiven und negativen Werte, so vermeidet man zweckmäfsig die Anwendung von Gufseisen. Für die Biegungsspannung k_b sind die Angaben bei Achsen Seite 47 mafsgebend, da dieselbe bei Wellen fast stets vollständig (also zwischen + und —) wechselt.

Die Wellen werden aus bestem Walzeisen hergestellt, genau nach Kaliber gedreht, poliert und gerichtet.

Ist eine Welle nur auf Drehungsfestigkeit zu berechnen und bezeichnet P die Kraft, die an einem auf der Welle befestigten Hebel, einer Kurbel, Riemenscheibe oder einem Rade vom Radius R wirkt, so folgt nach der Drehungs- oder Torsionsfestigkeitslehre

$$P \cdot R = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_t$$

oder auch

$$PR = 0{,}2\, d^3 \cdot k_t \quad \ldots \ldots \quad 81)$$

woraus der Wellendurchmesser folgt:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{0{,}2 \cdot k_t}} \quad \ldots \ldots \quad 81\,a)$$

Statt bei vorhandener Biegungsspannung noch die einzelnen Biegungsmomente auszurechnen, ist es zweckmäfsig, eine Formel aufzustellen, die im Allgemeinen die Biegung mit berücksichtigt. Daher wähle man (obgleich für Wellen vorzugsweise Flufseisen Verwendung findet, das ja ein höheres k_t zuliefse) in Formel 81a) k_t gering, etwa $k_t = 1{,}2$ kg pro qmm.

Man erhält so eine Formel, welche den Durchmesser für gewöhnliche Wellen angiebt:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{0{,}2 \cdot 1{,}2}}$$

oder

$$d = 1{,}58 \sqrt[3]{P \cdot R} \quad \ldots \ldots \quad 82)$$

Häufig ist aber das zu übertragende Drehmoment $PR = M$ nicht direkt gegeben, sondern der zu übertragende Effekt N in Pferdestärken und die Anzahl der Umdrehungen n der Welle pro Minute, alsdann hat man nach der Mechanik

$$P = \frac{75\,N}{v}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit v in Metern ist bestimmt durch die Gleichung:

$$v = \frac{2\,R\pi n}{60} = \frac{R\pi n}{30},$$

worin R in Metern einzusetzen ist.

Wird R in Millimetern gesetzt, so folgt

$$v = \frac{R \pi n}{30 . 1000}.$$

Also

$$P = \frac{75 N . 30000}{R \pi . n} = 716\,200 \frac{N}{R n},$$

daher

$$P . R = 716\,200 \frac{N}{n} \quad \ldots \ldots \quad 83)$$

(R hierbei in Millimetern.)

Setzt man nun diesen Wert in Gleichung 82) ein, so ergiebt sich auch

$$d = 1{,}58 \sqrt[3]{716\,200 \frac{N}{n}}$$

oder

$$d = 142{,}2 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 84)$$

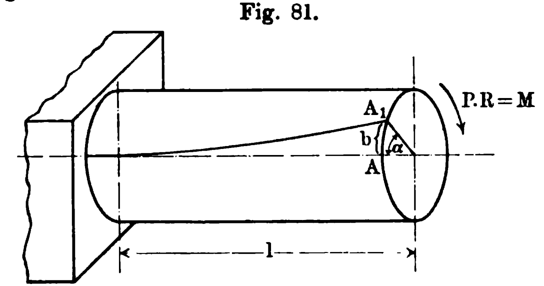
Nach Formel 82) und 84) nicht zu berechnen sind Wellen, welche durch starke Biegungsmomente (durch schwere Räder u. s. w.) beansprucht werden.

Tritt neben einem Drehmoment M_t noch ein bedeutendes Biegungsmoment M_b auf, so ist die Welle auf zusammengesetzte Festigkeit, wie später gezeigt wird, zu berechnen.

Transmissionswellen (Torsionswellen).

Zur Bestimmung des Durchmessers einer Welle kann die Formänderung derselben durch Verdrehen mafsgebend sein.

Fig. 81.



Die Gröfse der Verdrehung $A A_1$, also der von einem Punkte des Querschnittes während der Einwirkung des Kraftmomentes durchlaufene Bogen b ist abhängig von der Länge l der Welle. Erfahrungsgemäfs ist

$$\frac{b}{l} = \frac{P . R}{J_p . E_1}.$$

Hierin bezeichnet J_p das polare Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes, hier des Kreisquerschnittes, also $J_p = \frac{\pi}{32} d^4 = \sim 0{,}1\, d^4$ und E_1 den Elastizitätsmodul für Schub.

Ist der Abstand des Bogens b von der Torsionsachse gleich 1, so ist die Länge des Bogens auszudrücken durch

$$b = \frac{2 \pi \alpha}{360}; \ (180^0 = \pi).$$

Den Verdrehungswinkel läfst man nicht über $1/4^0$ pro laufenden Meter kommen, also

$$\alpha = 0{,}25\, l^m.$$

Setzt man vorstehende Werte bei Annahme einer kreisförmigen Welle in obige Erfahrungsformel ein, so ergiebt sich

$$\frac{\frac{2 \pi \alpha}{360}}{l . 1000} = \frac{P R}{0{,}1\, d^4 . E_1}$$

oder

$$\frac{2 \pi . 0{,}25\, l}{360 . l . 1000} = \frac{P R}{0{,}1\, d^4 . E_1}.$$

Hieraus

$$d = 39 \sqrt[4]{\frac{P R}{E_1}}.$$

Für Schmiedeeisen ist $E_1 = 8000$; dies eingesetzt, giebt

$$d = 4{,}13 \sqrt[4]{P R} \quad \ldots \ldots \quad 85)$$

oder, wenn man für $P . R = 716\,200 \frac{N}{n}$ einführt:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \ldots \ldots \quad 86)$$

Transmissionswellen oder erste Antriebswellen, welche durch Räder, Seilspannungen u. s. w. stark auf Biegung beansprucht sind, erhalten, wenn ihre Lagerentfernung klein ist, einen um 10 bis 20 mm gröfseren Durchmesser oder man berechnet dieselben auf zusammengesetzte Festigkeit, Biegung und Verdrehung, wie später gezeigt wird[1]).

Da das Arbeitsvermögen durch Eindrehen für Halslager bedeutend abnimmt, sollte nur eingedreht werden, wenn es absolut nötig ist und der Einflufs der Eindrehung nicht nachteilig werden kann.

Nach Formel 86) ist nebenstehende Tabelle berechnet.

a) Umdrehungszahl der Transmissionswellen.

Die zu wählenden Umdrehungszahlen n richten sich nach der Art des Betriebes. Es soll n möglichst grofs gewählt werden, weil hierdurch die Welle schwächer wird und demnach an Gewicht und Preis gering ausfällt.

[1]) Der Schub-Elastizitätsmodul für Gufsstahl ist $^{5}/_{3}$ mal so grofs als der für Schmiedeeisen; es können daher volle Transmissionswellen aus Gufsstahl die 0,88fache und komprimierte Wellen aus weichem Martinstahl die 0,66fache Stärke einer gleichbelasteten, schmiedeeisernen Welle erhalten.

Tabelle
zur Ermittelung von Wellendurchmesser, Pferdestärken und Umdrehungen pro Minute, wenn zwei dieser Gröfsen bekannt sind.

Pferdestärken PS	Anzahl Umdrehungen in der Minute n																						Pferdestärken PS
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200	225	250	275	300	325	350	375	400	
	Wellendurchmesser in Millimetern																						
1	50	45	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35	35	35	35	30	30	30	30	30	30	1
2	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35	35	35	2
3	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45	45	45	45	40	40	40	40	40	40	40	3
4	65	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	50	50	45	45	45	45	40	40	40	40	4
5	70	65	65	60	60	60	60	55	55	55	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	45	45	5
6	75	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45	45	45	6
7	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45	7
8	80	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	50	50	8
9	80	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	60	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	9
10	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	60	60	55	55	55	55	55	50	50	50	10
11	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	60	60	55	55	55	55	55	50	50	11
12	85	85	80	75	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	60	60	55	55	55	55	55	50	12
13	90	85	80	80	75	75	75	70	70	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	55	55	13
14	90	85	85	80	80	75	75	75	70	70	70	70	65	65	60	60	60	60	55	55	55	55	14
15	90	85	85	80	80	75	75	75	70	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	55	15
16	95	90	85	85	80	80	75	75	75	70	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	16
17	95	90	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	60	55	17
18	95	90	90	85	85	80	80	75	75	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	60	18
19	95	90	90	85	85	80	80	80	75	75	75	75	70	70	65	65	65	65	60	60	60	60	19
20	100	95	90	85	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	60	20
25	105	100	95	90	90	85	85	85	80	80	80	80	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	25
30	110	105	100	95	95	90	90	85	85	85	85	80	80	75	75	75	70	70	70	65	65	65	30
35	110	105	105	100	95	95	95	90	90	85	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70	70	70	35
40	120	110	105	105	100	100	95	95	95	90	90	85	85	85	80	80	75	75	75	70	70	70	40
45	120	115	110	105	105	100	100	95	95	95	90	90	85	85	85	80	80	75	75	75	75	70	45
50	120	115	110	110	105	105	100	100	95	95	95	90	90	85	85	85	80	80	80	75	75	75	50
60	130	120	120	115	110	110	105	105	100	100	100	95	95	90	90	85	85	85	80	80	80	75	60
70	135	125	120	120	115	110	110	105	105	105	100	100	95	95	90	90	90	85	85	85	80	80	70
80	135	130	125	120	120	115	115	110	110	105	105	105	100	100	95	95	90	90	85	85	85	85	80
90	140	135	130	125	120	120	115	115	110	110	110	105	105	100	100	95	95	90	90	90	85	85	90
100	145	140	135	130	125	120	120	115	115	115	110	110	105	105	100	100	95	95	90	90	90	85	100
125	155	145	140	135	135	130	125	125	120	120	115	115	110	110	105	105	100	100	95	95	95	90	125
150	160	155	150	145	140	135	130	130	130	125	120	120	115	115	110	110	105	105	100	100	95	95	150
175	165	160	155	150	145	140	135	135	130	130	125	125	120	120	115	110	110	105	105	105	100	100	175
200	170	165	160	155	150	145	140	140	135	135	130	130	125	120	120	115	115	110	110	105	105	105	200
225	175	170	165	155	155	150	145	140	140	135	135	135	130	125	120	120	115	115	110	110	110	105	225
250	180	175	165	160	155	155	150	145	145	140	140	135	130	130	125	120	120	115	115	110	110	110	250
275	185	180	170	165	160	155	155	150	145	145	140	140	135	130	130	125	120	120	115	115	115	110	275
300	190	180	175	170	165	160	155	155	150	145	145	140	140	135	130	130	125	120	120	120	115	115	300
325	195	185	180	170	165	165	160	155	155	150	150	145	140	140	135	130	125	125	120	120	120	115	325
350	195	190	180	175	170	165	160	160	155	155	150	150	145	140	135	135	130	125	125	120	120	120	350
375	200	190	185	180	175	170	165	160	160	155	155	150	145	140	140	135	130	130	125	125	120	120	375
400	205	195	190	180	175	170	170	165	160	160	155	155	150	145	140	135	135	130	130	125	125	120	400

Durchschnittszahlen für die günstigsten Umdrehungen pro Minute sind:

	Umdrehgn.
Für normale Antriebswellen und schwere Metallbearbeitungsmaschinen	100 ÷ 150
Für leichte Metallbearbeitungsmaschinen .	150 ÷ 250
Für Holzbearbeitungsmaschinen	250 ÷ 300
Für Spinnereimaschinen	300 ÷ 400

b) **Lagerentfernung der Transmissionswellen.**

Die Lagerung der Wellen richtet sich nach der Beanspruchung derselben, sowie nach den baulichen (örtlichen) Verhältnissen.

Für solide Betriebe ist es empfehlenswert, die Lager in nicht zu grofsen Entfernungen anzuordnen.

Als Anhalt kann bei Triebwerkswellen nach Bach für die Entfernung der Lager gelten

$l \gtreqless 100 . \sqrt{d}$, dabei l und d in Centimetern.

Man kann sich passend nach folgender Tabelle richten:

Wellendurchmesser d =	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150 mm
Lagerentfernung von Mitte zu Mitte l = ...	1,6	1,7	1,8	2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0 m

Die höchste zulässige **Durchbiegung** einer Welle (zwischen zwei Lagern) sei $\gtreqless 1/3$ mm auf 1 m Wellenlänge. Kupplungen, Räder, Scheiben u. s. w. sollen möglichst dicht bei den Lagern angebracht werden.

Hauptantriebswellen werden möglichst kurz gelagert, am besten ordnet man beim Hauptantrieb und bei schweren Antrieben je ein Lager extra an.

Lange Wellenleitungen sind an der Stelle, an welcher der Hauptantrieb stattfindet, auf die ganze zu übertragende Kraft zu berechnen, können jedoch nach den Enden hin schwächer gehalten werden.

c) **Länge der Wellen und Verbindungen derselben.**

Die Länge der einzelnen Wellen wird zweckmäfsig bis 50 mm Durchmesser nicht über 4 ÷ 6 m, bei gröfserem Wellendurchmesser nicht über 7 m gewählt.

Längere Wellen erschweren den Transport und die Montage und erhöht sich gewöhnlich bei unter 2 m und über 7 m Länge der Preis derselben um 5 Proz.

Die Verbindung zweier Wellen erfolgt durch eine Kupplung. Nehmen die Durchmesser eines Wellenstranges nach und nach ab, so werden die Kuppelungen dazu so ausgeführt, dafs das stärkere Wellenende auf den schwächeren Durchmesser der anschliefsenden Welle abgedreht wird, damit eine einfache Kupplung angebracht werden kann, oder es wird die eine Kupplung nach dem stärkeren und die andere nach dem schwächeren Wellendurchmesser gebohrt.

Es ist vorteilhaft, lange Wellenleitungen nicht von den Enden, sondern von der Mitte aus anzutreiben. Wegen der Ausdehnung langer Leitungen sind die Stellringe (s. unter diesen) richtig anzuordnen und ist für Einschaltung einer Ausdehnungskupplung Sorge zu tragen. Unbedingt nötig wird eine Ausdehnungskupplung, wenn ein Wellenstrang an beiden Enden fest gelagert oder eine Verschiebung der Wellenenden unstatthaft ist.

Die **Ausdehnung** eines Wellenstranges ist eine Folge des Temperaturwechsels. Der Wärmeausdehnungskoeffizient wird angegeben für Schweifs- und Flufseisen zu rund $\frac{1}{70000}$ und $\frac{1}{80000}$ auf 1° C.; für Stahl $\frac{1}{80000}$ und $\frac{1}{90000}$; für Gufseisen $\frac{1}{90000}$; für Kupfer $\frac{1}{60000}$.

Es würde demnach bei einer Wellenleitung aus Flufseisen von 40 m (40 000 mm) Länge und 30° C. Temperaturunterschied eine Längenausdehnung von mindestens $40000 \cdot \frac{30}{80000} = 15$ mm eintreten.

Über Gewichte und dergleichen von Wellen siehe folgende Tabelle nach Angabe der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

Durchmesser mm	Gewicht eines Meters kg	Preis eines Meters Mk.	Preis für d. Nuten zweier Wellenenden pro 100 mm Länge Mk.	Durchmesser mm	Gewicht eines Meters kg	Preis eines Meters Mk.	Preis für d. Nuten zweier Wellenenden pro 100 mm Länge Mk.
40	9,8	7,00	1,50	130	103,3	Auf besondere Anfrage	
45	12,4	8,50	1,50	135	111,4		
50	15,3	9,50	2,00	140	119,8		
55	18,5	10,50	2,00	145	128,5		
60	22,0	12,00	2,50	150	137,5		
65	25,9	13,00	2,50	155	146,8		
70	30,0	14,00	2,75	160	156,4		
75	34,4	15,50	2,75	165	166,4		
80	39,2	17,50	3,00	170	176,6		
85	44,2	19,50	3,00	175	187,1		
90	49,5	21,50	3,50	180	198,0		
95	55,2	24,00	3,50	185	209,1		
100	61,1	27,00	3,75	190	220,6		
105	67,4	31,00	3,75	195	232,3		
110	74,0	34,00	4,00	200	244,3		
115	80,9	40,00	4,50	210	270,0		
120	88,0	44,00	5,00	220	298,8		
125	95,5	48,00	5,00	230	323,8		

Wellen mit zusammengesetzter Festigkeit.

Wie schon vorher (siehe Erläuterungen nach Gleichung 86) gesagt, müssen Wellen, die durch schwere Räder belastet oder überhaupt stark auf Biegung beansprucht sind, auf zusammengesetzte Festigkeit, d. h. auf Biegung und Torsion berechnet werden.

Eine so beanspruchte Welle berechne man nach folgender Formel:

$$M_{b_{(i)}} = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2} \quad . \; . \; . \quad 87)$$

wobei M_b = Biegungs- und M_t = Drehungsmoment bezeichnet. (Bei den Zapfen ist statt $M_t = M_d$ gesetzt worden.)

Nach dieser Formel berechnet man das ideelle Biegungsmoment $M_{b_{(i)}}$ und setzt dies bei Wellen mit vollem kreisförmigen Querschnitt gleich

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}1\, d^3 . k_b \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 88)$$

und bei hohlen Wellen

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}1 \frac{D^4 - d^4}{D} \cdot k_b . \quad . \; . \; . \quad 88a)$$

worin

D = äufseren Durchmesser des Hohlkreises

d = inneren „ „ „

bezeichnet.

Das Höhlungsverhältnis kann sein:

$d = 0{,}5 \div 0{,}8\, D$ (s. hierüber bei hohlen Achsen).

Bezüglich k_b gelten die bei Achsen Seite 47 gemachten Angaben.

Einfacher und genau genug kann für die Formel 87) gesetzt werden,

$$\left.\begin{array}{l} \text{wenn } M_b > M_t: \\ \quad M_{b_{(i)}} = 0{,}975\, M_b + 0{,}25\, M_t \\ \text{wenn } M_b < M_t: \\ \quad M_{b_{(i)}} = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_t \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \quad 89)$$

Biegsame Wellen.

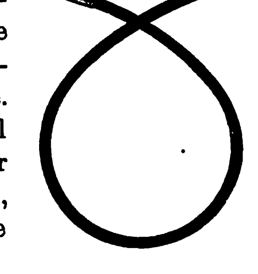
Die biegsamen Wellen (Seelen) werden als Spezialität von der Cie. Française des Transmissions Flexibles, Charlottenburg-Berlin aus besten Stahldrahtspiralen hergestellt. Sie erhalten an ihren Enden einen dem jeweiligen Verwendungszweck angepafsten Antriebsmechanismus und ein Anschlufsstück (s. die Figuren 173 bis 175 auf Taf. 49).

Zu ihrem Schutze und um bei arbeitender Welle Lageveränderungen vornehmen zu können, werden diese Wellen mit einem Ledermantel oder einem Metallschlauch umgeben, welcher an der Drehung nicht teilnimmt.

Die Arbeitswellen sind geeignet zum Bohren, Schleifen, Fräsen u. s. w., überhaupt überall da, wo es von Wert ist, mit dem Werkzeug an jede Stelle leicht herankommen zu können, ohne die Lage des Werkstückes verändern zu müssen.

Es ist vorteilhaft, die Kurven der Wellen trotz ihrer Biegsamkeit möglichst schlank zu halten. Die Stellung der Figur 82 soll nur eine Grenzstellung angeben.

Fig. 82.



Der gewöhnliche Krümmungsradius, in welchem eine Welle noch normal arbeitet, ist 6 ÷ 7-mal dem Durchmesser der Welle.

Da mit höherer Tourenzahl die Wellendurchmesser kleiner werden können, empfiehlt es sich, die Geschwindigkeit so hoch wie möglich zu wählen.

Die Konstruktion der biegsamen Wellen ist abhängig von der Leistung, Umdrehungszahl und Drehrichtung, sowie von dem verlangten Grade an Biegsamkeit. Dieselben werden bis etwa 100 mm Durchmesser hergestellt. Die Übertragungsfähigkeit kann in der linken als rechten Drehrichtung erfolgen.

Oben genannte Firma giebt für die Übertragungsfähigkeit folgende Tabelle an.

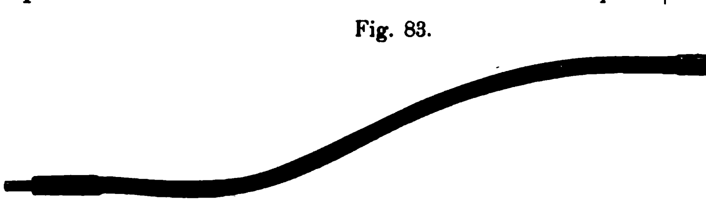
Tabelle über die Übertragungsfähigkeit der deutschen verbesserten biegsamen Wellen.

Leistung in PS	Umdrehungen pro Minute										
	100	200	300	400	600	800	1000	1200	1400	1600	2000
	Durchmesser der biegsamen Welle										
1/10	25	20	15	12,5	10	10	10	10	8	8	8
1/8	30	25	20	20	15	12,5	12,5	12,5	10	10	8
1/4	35	30	25	25	20	15	15	15	12,5	12,5	10
1/2	45	35	30	30	25	20	20	20	15	15	12,5
3/4	50	40	35	35	30	25	20	20	15	15	12,5
1	60	45	40	35	30	30	25	25	20	20	15
1,5	70	50	45	40	35	30	30	25	25	20	20
2	—	60	50	45	40	35	30	30	25	25	20
2,5	—	65	55	50	45	40	35	35	30	30	25
3	—	70	60	55	45	45	40	35	35	30	30
4	—	—	65	60	50	45	45	40	40	35	35
5	—	—	70	65	60	50	50	40	40	35	35
6	—	—	—	70	65	55	50	45	45	40	40
8	—	—	—	—	70	60	55	50	45	45	40
10	—	—	—	—	—	65	60	55	50	50	45
12	—	—	—	—	—	70	65	60	55	50	50
15	—	—	—	—	—	—	70	65	60	55	50

Eine blanke biegsame Welle von z. B. 30 mm Durchmesser und $2^1/_2$ m Länge kostet $30 \times 2^1/_2 \times 1{,}20 = 90$ Mk.

Die Welle der Fig. 83 besitzt an dem einen Ende einen einfachen Zapfen, an dem anderen Ende einen Zapfen mit Gewinde und Sechskantmutter. Die Zapfen

Fig. 83.



der biegsamen Seele sind an beiden Enden gelagert und zwar bei langsam laufenden Wellen in gewöhn-

Fig. 84.

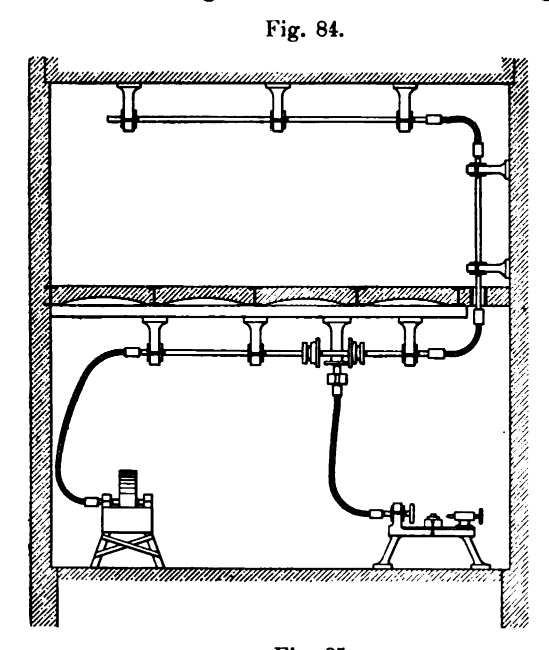
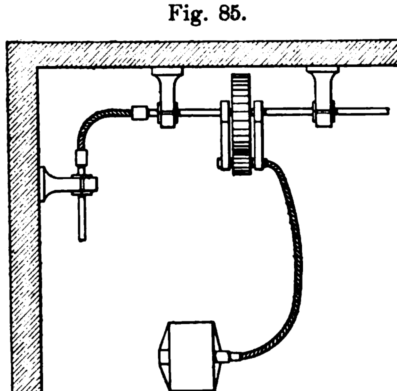


Fig. 85.



lichen Bronzelagern, bei schnell laufenden Wellen in Kugellagern.

Die Figuren 84 und 85 zeigen noch praktische Verwendungen der biegsamen Wellen bei Transmissionen.

Stellringe.

Zu den Wellen gehören die Stellringe. Um Wellen gegen seitliches Verschieben zu sichern, werden dieselben mit Stellringen versehen. Bei langen Wellenleitungen dürfen dieselben die Längenänderungen nicht behindern. Sie sind hier deshalb zu beiden Seiten eines Lagers oder zu entgegengesetzten Seiten zweier benachbarter Lager anzubringen. Bei langen Leitungen werden dieselben am besten in der Mitte der Welle angeordnet.

Hervorstehende Schraubenköpfe und dergleichen dürfen Stellringe nicht besitzen, da solche leicht die Kleider einer hier beschäftigten Person fassen und Unglücksfälle hervorrufen können. Im Falle vorstehender Schrauben ist der Stellring mit einer Schutzhülse zu umgeben. Feste, aufgeschweifste Bunde sind teuer und nicht zu empfehlen, da sie auch das Aufbringen und Abnehmen von Rädern u. s. w. erschweren.

Sind die Wellen bei den Lagerstellen eingedreht, so werden die Stellringe zwar entbehrlich, doch sollte man, wie bereits gesagt, Eindrehungen möglichst vermeiden.

Die Stellringe werden aus Schmiedeeisen und Gufseisen, die Schrauben aus Stahl hergestellt.

Fig. 86.

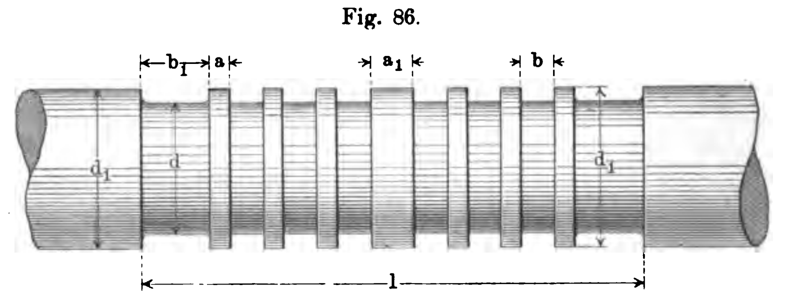


Fig. 168, Taf. 49 zeigt einen ungeteilten, schmiedeeisernen Stellring. Statt der Köpfe erhalten die Schrauben auch mitunter oben einen Einschnitt. Fig. 169, Taf. 49 zeigt einen schmiedeeisernen geteilten Stellring.

Die Stirnfläche der Schrauben wird gehärtet. Die Schraube mit hohler Stirnfläche nach Fig. 170, Taf. 49 ist weniger zweckmäfsig als die nach Fig. 171, Taf. 49, da die scharfen Kanten der ersteren häufig Grat erzeugen und ausbrechen.

Andere Ausführungen, Schraubenstärken, Gewichte u. s. w. von Stellringen siehe Tabelle auf der Rückseite der Tafel 49.

Wellen in staubigen Räumen, die starkem Druck in der Längsrichtung ausgesetzt sind, erhalten statt der Stellringe oder Bunde Kammlagerstellen (mit entsprechenden Lagern), wie Fig. 86 zeigt. Bunde nutzen sich infolge des Druckes so ab, dafs mit der Zeit ein Hin- und Herwerfen der Welle stattfinden würde.

Die Maschinenfabrik Polysius, Dessau, führt solche Kammlagerstellen nach folgender Tabelle aus.

Mafse und Preise.

Ring-durch-messer d_1 mm	Kern-durch-messer d mm	Länge l mm	Ringbreite a mm	Ringbreite a_1 mm	Lückenweite b mm	Lückenweite b_1 mm	Preis für Eindrehen der Kammlagerstelle in eine Welle Mk.
100	80	320	15	26	19	45	48
110	90	350	16	30	21	49	53
120	95	380	17,5	32	23	52,5	57
130	105	410	19	34	25	56	62
140	115	440	20,5	36	27	59,5	67
150	120	470	22	38	29	63	72
160	130	500	23,5	40	31	66,5	78
170	140	530	24,5	44	33	70,5	84
180	150	570	26	46	35	79	90
190	160	600	28	46	37	82	100
200	170	630	28	48	40	87	110
210	180	660	29,5	50	42	90,5	120
220	185	690	32	54	43	93	130
230	195	720	34	60	44	96	140
240	200	750	35	64	46	100	150
250	210	780	37	64	48	103	160
260	220	820	38	68	50	112	170
270	230	850	40	68	52	115	180
280	240	880	41	72	54	119	190
290	245	910	42	76	56	123	200
300	250	940	44	76	58	126	210

Beispiele.

1. Eine kurze, schmiedeeiserne Welle hat bei $n = 60$ Umdrehungen pro Minute 2 PS (N oder PS bedeutet Pferdestärke) zu übertragen, wie stark mufs die Welle werden, wenn eine in Frage zu ziehende Biegungsbeanspruchung nicht vorhanden ist?

(Von der Biegungsbeanspruchung durch das Eigengewicht der Welle kann meist abgesehen werden.)

Nach Gleichung 83) ergiebt sich das Moment

$$P.R = 716\,200 \frac{N}{n} = 716\,200 \frac{2}{60} = \sim \mathbf{23\,873\ mmkg.}$$

Setzt man nun in Gleichung 81 a) $k_t = 2{,}8$ kg (für Flufseisen), so folgt der Wellendurchmesser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P.R}{0{,}2\,.\,2{,}8}} = \sqrt[3]{\frac{23\,873}{0{,}56}} = \sim \mathbf{35\ mm.}$$

Wäre die Welle beispielsweise durch Räder mit auf Biegung, wenn nicht gerade bedeutend, beansprucht worden, so würde man den Durchmesser aus Gleichung 82) bezw. 84) bestimmen.

Nach Gleichung 82) ergäbe sich dann

$$d = 1{,}58 \sqrt[3]{P.R} = 1{,}58 \sqrt[3]{23\,873} = \sim \mathbf{45\ mm.}$$

2. Eine Transmissionswelle (Schmiedeeisen) hat 80 Umdrehungen pro Minute und überträgt $N = 100$ Pferdestärken, wie stark mufs die Welle werden?

Ihr Durchmesser folgt aus Gleichung 86):

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{100}{80}} = 127 = \sim \mathbf{130\ mm.}$$

Dasselbe Resultat hätte man auch sofort aus der Tabelle Seite 57 ablesen können.

Wäre die Welle bedeutenden Biegungsbeanspruchungen unterworfen, so würde man den Durchmesser auf etwa 140 mm erhöhen oder man hätte dieselbe auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen.

3. Die nach Fig. 176, Taf. 50/51 dargestellte Transmission für einen Spinnereibetrieb soll durch Hanfseile getrieben werden.

Das Seilschwungrad der Dampfmaschine überträgt einen Effekt von 840 Pferdestärken bei $n = 62$ Touren pro Minute.

Die Fabrikanlage ist so vorgesehen, dafs der Wellenstrang K nach links fortgesetzt werden kann für eine weitere Übertragung von 35 Pferdestärken.

Die ganze Anlage ist von der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach ausgeführt worden.

Insgesamt geben die einzelnen Wellenleitungen an die Spinnmaschinen Pferdekräfte ab:

Wellenleitung	$J = 30$ PS bei $n = 250$ Touren	
„	$K = 70$ PS	
	100 PS	
Für die Erweiterung der Wellenleitung K nach dem linken Spinnsaal	dazu 35 PS	
	135 PS	

Vorläufig sind für die Leitung K also nur 100 PS zu übertragen und soll die Anzahl der Seile auch hierfür bestimmt werden. Da jedoch später 35 PS hinzukommen und demnach mehr Seile erforderlich werden, erhalten die Scheiben eine Breite für die Anzahl der Seile zu 135 PS. Für die Scheiben der weiteren Seiltriebe könnte vorläufig dasselbe gelten, doch sollen bei diesen die Seile, die sich durch das Hinzukommen der 35 PS erforderlich machen, gleich mit aufgelegt werden.

Letzteres erscheint um so richtiger, als ja (bei 35 PS) viele Seile mehr sich nicht notwendig machen werden und beim späteren Auflegen der Seile der Betrieb nicht so lange unterbrochen zu werden braucht. Es wären also bei der späteren Erweiterung nur die Seile für die letzte Leitung, also für die Leitung K aufzulegen.

Es wurden bereits gebraucht: 135 PS.

Weiter geben ab:

Wellenleitung $G = 144$ PS bei $n = 300$ Touren
„ $H = 52$ „ „ $n =$ „ „
331 PS

Wellenleitung $F = 104$ PS bei $n = 300$ Touren
435 PS

Wellenleitung $E = 165$ PS bei $n = 280$ Touren
600 PS

Wellenleitung $A = 40$ PS bei $n = 170$ Touren
„ $B = 100$ „ „ $n =$ „ „
„ $C = 64$ „ „ $n =$ „ „
„ $D = 36$ „ „ $n =$ „ „
Zusammen: 840 PS

Die Berechnung der Scheiben und Seile erfolgt später bei Seiltrieben.

Hier soll beispielsweise der Wellenstrang A berechnet werden (s. Fig. 177, Taf. 52/54).

Derselbe besteht aus neun gekuppelten Wellen, von denen die letzte

	Welle I abgiebt	11 PS
desgleichen	„ II	3 „
„	„ III	3 „
„	„ IV	3 „
„	„ V	4 „
„	„ VI	4 „
„	„ VII	4 „
„	„ VIII	4 „
„	„ IX	4 „

Es ist also	Welle I	zu berechnen für	11 PS
desgleichen	„ II	$11 + 3 = 14$	„
„	„ III	$14 + 3 = 17$	„
„	„ IV	$17 + 3 = 20$	„
„	„ V	$20 + 4 = 24$	„
„	„ VI	$24 + 4 = 28$	„
„	„ VII	$28 + 4 = 32$	„
„	„ VIII	$32 + 4 = 36$	„
„	„ IX	$36 + 4 = 40$	„

Diese Triebwerkswellen sollen sämtlich auf Verdrehung nach Formel 86) berechnet und von Kupplung zu Kupplung in gleicher Stärke hergestellt werden.

$$d_I = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 120 \sqrt[4]{\frac{11}{170}} = 60 = \sim \mathbf{65\,mm},$$

$$d_{II} = 120 \sqrt[4]{\frac{14}{170}} = 64 = \sim \mathbf{70\,mm}.$$

Durch die entsprechende Erhöhung ist der Biegungsbeanspruchung zugleich Rechnung getragen. Man hätte aber diese Resultate einfacher sofort aus der Tabelle Seite 57 ablesen können. Nach dieser ergeben sich die weiteren Wellendurchmesser wie folgt:

$$\begin{aligned} d_{III} &= \sim \mathbf{75\,mm}, \\ d_{IV} &= \sim \mathbf{75\,mm}, \\ d_{V} &= \sim \mathbf{80\,mm}, \\ d_{VI} &= \sim \mathbf{80\,mm}, \\ d_{VII} &= \sim \mathbf{85\,mm}, \\ d_{VIII} &= \sim \mathbf{85\,mm}, \\ d_{IX} &= \sim \mathbf{90\,mm}. \end{aligned}$$

3a. Im Anschlufs an vorige Aufgabe soll noch die nach Fig. 178, Taf. 52/54 detaillierte Hauptantriebswelle berechnet werden.

Durch die vertikal gerichteten Gewichte der Seilscheiben und eines Teiles des Seilgewichtes, sowie durch die horizontalen, bezw. geneigt gerichteten Seilspannungen wird diese Welle auf Biegung beansprucht. Aufserdem ist noch Verdrehung durch den zu übertragenden Effekt vorhanden. Die Welle ist also auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen.

Es sei nun der Einfachheit wegen angenommen, dafs das Gewicht der Welle mit in demjenigen der Scheiben enthalten sei und dafs die links und rechts angekuppelten Wellen keinen Einflufs auf die Gewichtsverteilung ausüben.

In Fig. 180, Taf. 55 sind die vertikalen Gewichte der Seilscheiben nebst Seile angegeben. Aufser diesen wirkt auf die Welle noch eine vertikale Belastung in dem Punkte x, hervorgerufen durch den schräg nach unten gerichteten Seilzug.

Dieser Seilzug ist mit Rücksicht auf die Fliehkraft für mittlere Verhältnisse im führenden (unteren) Seil

$$T = 2P + q\frac{v^2}{g};$$

im geführten (oberen) Seil

$$t = P + q\frac{v^2}{g}.$$

Hierbei bedeutet P die Umfangskraft, q das Gewicht eines Seiles pro laufenden Meter und $g = 9{,}81$ (s. Näheres bei Riemen- und Seiltriebe).

Der Druck, mit welchem die Welle gegen die Lager geprefst wird, beträgt dann während der Bewegung $K = 3P$.

Die Umfangskraft ergiebt sich aus der Formel

$$P = 75\,\frac{N}{v} = \frac{75\,.\,840}{\left(\frac{2{,}44\,.\,3{,}14\,.\,170}{60}\right)} = \sim \mathbf{2900\,kg}.$$

Demnach wird

$$K = 3\,.\,2900 = \mathbf{8700\,kg}.$$

Diese 8700 kg zerlegen sich nun in eine horizontale und vertikale Komponente, und da diese Kraft nach Fig. 181 mit der vertikalen einen Winkel von 70° einschliefst, wird die horizontale Komponente

$$8700 . \sin 70^0 = 8700 . 0{,}94 = \sim \mathbf{8170\,kg}$$

und die vertikale Komponente

$$8700 . \cos 70^0 = 8700 . 0{,}342 = \sim \mathbf{2980\,kg.}$$

Danach stellt sich die vertikale Belastung der Welle, wie in Fig. 182, Taf. 55 angegeben, und es wird die Momentengleichung in Bezug auf den Drehpunkt B:

$$V_1 . 4230 = 9540 . 2960 + 7130 . 1470 + 880 . 605.$$

Hieraus folgt die vertikale Belastung des linken Zapfens bei A:

$$V_1 = \frac{9540 . 2960 + 7130 . 1470 + 880 . 605}{4230} = \sim \mathbf{10\,320\,kg.}$$

Da nun die algebraische Summe der Vertikalkräfte gleich Null sein mufs, so ergiebt sich die vertikale Belastung des rechten Zapfens bei B:

$$10\,320 + V_2 = 9540 + 7130 + 880$$
$$V_2 = \mathbf{7230\,kg.}$$

Für die horizontalen Belastungen der beiden Zapfen A und B ergab sich an der Stelle x gleich 8170 kg.

Für die Stelle y wird wieder:

$$K = 3\,P = 3 \cdot \frac{75 . 600}{\left(\frac{3 . 3{,}14 . 170}{60}\right)} = \sim \mathbf{5100\,kg.}$$

Ebenso folgt für den Punkt z:

$$K = 3\,P = 3 \cdot \frac{75 . 100}{\left(\frac{1{,}7 . 3{,}14 . 170}{60}\right)} = \sim \mathbf{1490\,kg}$$

(s. Fig. 180a und 183, Taf. 55).

Nun lautet die Momentengleichung in Bezug auf den Drehpunkt B:

$$H_1 . 4230 = 8170 . 2960 - 5100 . 1470 + 1490 . 605.$$

Hieraus die horizontale Belastung des linken Zapfens bei A:

$$H_1 = \frac{8170 . 2960 - 5100 . 1470 + 1490 . 605}{4230} = \sim \mathbf{4150\,kg.}$$

Da auch die algebraische Summe der horizontalen Kräfte gleich Null sein mufs, so wird

$$4150 + 5100 = 8170 + 1490 + H_2,$$

woraus die horizontale Belastung des rechten Zapfens bei B:

$$H_2 = 4150 + 5100 - 8170 - 1400 = - \mathbf{320\,kg.}$$

Das Minuszeichen besagt, dafs der Horizontaldruck H_2 entgegengesetzt, wie bei der Berechnung angenommen wurde, wirkt, was aber für die Bestimmung des Zapfens keinen Einflufs hat.

Die wirklichen Zapfendrücke in A und B ergeben sich nun durch Zusammensetzen der gefundenen Horizontal- und Vertikalbelastungen.

Es folgt der resultierende Druck für den linken Zapfen bei A:

$$\sqrt{H_1^2 + V_1^2} = \sqrt{4150^2 + 10320^2} = \sim \mathbf{11150\,kg}$$

und für den rechten Zapfen bei B:

$$\sqrt{H_2^2 + V_2^2} = \sqrt{320^2 + 7230^2} = \sim \mathbf{7240\,kg.}$$

Zur Berechnung der Welle hat man nun zunächst die einzelnen Biegungsmomente für die verschiedenen Belastungspunkte zu ermitteln.

In Fig. 184, Taf. 55 sind die bereits gefundenen Werte zusammengestellt.

Die Biegungsmomente ergeben sich, indem man alle an dem betrachteten Teile der Welle angreifenden Kräfte auf einen Punkt reduziert, z. B. auf den Angriffspunkt der äufsersten Kraft. Werden hier die verschiedenen Kräfte zu einer resultierenden Kraft zusammengesetzt, so ist das Moment dieser resultierenden Kraft das Biegungsmoment für den betreffenden Wellenquerschnitt.

So berechnet sich das Biegungsmoment für den Punkt y:

Man betrachte den linken Teil der Welle von y und reduziere die an x angreifenden Kräfte auf A.

Die Horizontalkraft bei x von 8170 auf A reduziert, giebt

$$K_h . 2760 = 8170 . 1490$$
$$K_h = \frac{8170 . 1490}{2760} = \sim 4400\,\text{kg}.$$

Diese wirkt aber der in A angreifenden Horizontalkraft von 4150 kg entgegen, so dafs in A also nur eine Horizontalkraft verbleibt von

$$4400 - 4150 = \mathbf{250\,kg.}$$

Nun die Vertikalkraft bei x von 9540 auf A reduziert, giebt

$$K_v . 2760 = 9540 . 1490$$
$$K_v = \frac{9540 . 1490}{2760} = 5150\,\text{kg}.$$

Dieser entgegen wirkt bei A die Vertikalkraft 10320 kg, also verbleibt in A eine Vertikalkraft von

$$10\,320 - 5150 = \mathbf{5170\,kg.}$$

Für den Punkt A ergiebt sich daher aus diesen beiden Kräften die Resultierende:

$$\sqrt{250^2 + 5170^2} = \sim \mathbf{5180\,kg.}$$

Nun folgt das Biegungsmoment für den Punkt y:

$$M_y = 5180 . 2760 = \mathbf{14\,296\,800\,mmkg.}$$

Für die Punkte x und z sind noch die Biegungsmomente:

$$M_x = 11\,150 . 1270 = \mathbf{14\,160\,500},$$
$$M_z = 7240 . 605 = \mathbf{4\,380\,200}.$$

Endlich sind noch die Drehmomente für die einzelnen Punkte zu bestimmen.

Vom Punkte y bis z (s. Fig. 180a, Taf. 55 und den Hauptplan auf Taf. 50/51) ist ein Effekt von 140 Pferdestärken zu übertragen.

Daher nach Formel 83):

$$M_{t_{(y \div z)}} = 716\,200 \frac{140}{170} = \sim \mathbf{590\,000\ mmkg.}$$

Von x bis y wird ein Effekt von $600 + 140 = 740$ Pferdestärken eingeleitet, also hierfür das Drehmoment:

$$M_{t_{(x \div y)}} = 716\,200 \frac{740}{170} = \sim \mathbf{3\,120\,000.}$$

Da nach der linken Seite noch 100 Pferdekräfte eingeleitet werden, wird für den Punkt x das Drehmoment:

$$M_{t_{(x)}} = 716\,200 \frac{840}{170} = \sim \mathbf{3\,540\,000.}$$

Vergleicht man nun die gefundenen Momente miteinander, so findet man, dafs die gröfsten Momente im Punkte x auftreten.

(Im Punkte y sind übrigens die Momente ungefähr ebenso grofs; das Biegungsmoment ist hier sogar etwas gröfser, doch ist dafür das Drehmoment erheblich kleiner.)

Für die Stelle x war:

$$M_x = 14\,160\,500 \quad \text{und} \quad M_{t_{(x)}} = 3\,540\,000.$$

Da das Biegungsmoment hier gröfser ist als das Drehungsmoment, so berechnet sich das ideelle Biegungsmoment annähernd nach Formel 89):

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}975 . 14\,160\,500 + 0{,}25 . 3\,540\,000 = \mathbf{14\,685\,000.}$$

Für die Stelle x ergiebt sich demnach der Wellendurchmesser, wenn die Spannung $k_b = 3{,}5$ kg (Flufseisen) gewählt wird:

$$14\,685\,000 = 0{,}1\, d_x^3 . 3{,}5$$

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{14\,685\,000}{0{,}35}} = 348 \sim \mathbf{350\ mm.}$$

Man könnte nun die Welle nach rechts hin, speziell von y bis z, absetzen, also schwächer halten. (Letzteres ist auch bei den Antriebswellen der Nebentriebe ausgeführt worden.) Am besten giebt man jedoch dieser Welle auf der ganzen Länge die Stärke von 350 mm, wie in Fig. 178, Taf. 52/54 gezeichnet ist.

Die beiden Zapfen A und B werden auf Verdrehung berechnet, da die Biegungsbeanspruchung nach den Lagern hin immer mehr abnimmt. In Bezug auf Verdrehung berechnet sich der Zapfen B für das gröfste Drehmoment

$$M_t = 716\,200 \frac{740}{170} = \mathbf{3\,120\,000\ mmkg.}$$

Nach Formel 81) folgt daher der Zapfendurchmesser bei B, wenn $k_t = 2{,}5$ kg (s. Seite 55) gewählt wird

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{PR}{0{,}2\,k_t}} = \sqrt[3]{\frac{3\,120\,000}{0{,}2 . 2{,}5}} = \sim 185\ \text{mm.}$$

In der Ausführung ist mit Rücksicht auf die Biegungsbeanspruchung $d_B = \mathbf{250\ mm}$ gemacht.

Die Länge des Zapfens bei B bestimmt sich bezüglich des Flächendrucks aus Formel 50)

$$P = l_B . d_B . p$$

und mit $p = 0{,}15$ (s. Zapfen)

$$l_B = \frac{P}{d_B . p} = \frac{7240}{250 . 0{,}15} = 193\ \text{mm.}$$

In Bezug auf die Reibungsarbeit erhält man nach Gleichung 52):

$$l_B \geqq \frac{P . n}{305\,000\, A_x}$$

oder mit $n = 170$, $A_x = 0{,}0133$ (Lagerschalen aus Weifsmetall)

$$l_B \geqq \frac{7240 . 170}{305\,000 . 0{,}0133} \geqq 303\ \text{mm.}$$

Die Ausführung, Fig. 178, Taf. 52/54 zeigt in Rücksicht auf ein vorhandenes Lagermodell eine Zapfenlänge $l_B = \mathbf{600\ mm}$, wodurch der Flächendruck noch bedeutend herabgezogen wird.

Der linke Zapfen A würde auf Verdrehung berechnet zu schwach ausfallen, da in denselben nur ein Effekt von 100 Pferdestärken eingeleitet wird. Wählt man in Rücksicht auf Biegung und gleiche Lagermodelle d_A auch **250 mm**, so folgt die Zapfenlänge mit $p = 0{,}15$ aus Formel 50):

$$l_A = \frac{P}{d_A . p} = \frac{11150}{250 . 0{,}15} = 298\ \text{mm.}$$

Schliefslich liefert Gleichung 52) eine Zapfenlänge, wenn wieder $A_x = 0{,}0133$ ist

$$l_A \geqq \frac{11150 . 170}{305\,000 . 0{,}0133} \geqq 468\ \text{mm.}$$

Es ist hier dasselbe Lagermodell verwendet und $l_A = \mathbf{600\ mm}$ ausgeführt worden.

Die äufsere Länge dieses Lagers beträgt **780 mm**, wie aus dem Cliché und der Tabelle bei Lagern, Taf. 19/20 ersichtlich ist.

Ein seitliches Verschieben der Welle wird durch die Absätze derselben, sowie durch den an der rechten Zapfenseite (s. Fig. 178, Taf. 52/54) aufgeschweifsten

Bund, der sich innerhalb der Ölkammer des Lagers befindet, verhindert.

Derartige Bunde sollten überhaupt stets innerhalb der Ölkammer eines Lagers angeordnet werden, damit sie das Öl mit erhalten und Warmlaufen des Lagers nicht eintreten kann.

Eine Längsverschiebung infolge Ausdehnung der Welle kann, wie die Zeichnung zeigt, nach rechts und links hin erfolgen.

Eine weitere Transmissionsanlage, ausgeführt vom Eisenwerk Wülfel in Wülfel vor Hannover zeigt die Taf. 56/58.

4. Es ist die Welle (Material: bestes Schweifseisen) eines Wasserrades zu berechnen. Dieselbe soll bei zehn Umdrehungen pro Minute 40 Pferdestärken übertragen. Die Belastung der Punkte C und D (s. Fig. 187 und 188, Taf. 59) durch das Gewicht des Rades und das in demselben befindliche Wasser ist je 6000 kg. Die Belastung des Punktes E durch das Gewicht des Zahnrades und durch den senkrecht gerichteten Zahndruck ist 4000 kg $\left(\text{Zahndruck } P = \frac{M_t}{R}\right)$.

In diese Belastungen ist das Gewicht der Welle annähernd mit eingerechnet.

Das gesamte Drehmoment ergiebt sich zunächst aus der Gleichung:

$$M_t = 716200 \frac{N}{n} = 716200 \frac{40}{10} = \mathbf{2\,864\,800\ mmkg}$$
$$= \mathbf{2864{,}8\ mkg.}$$

Man kann nun annehmen, dafs dieses Drehmoment zur Hälfte in C und zur Hälfte in D übertragen wird, während das gesamte Drehungsmoment entgegengesetzt am Umfange des Zahnrades wirkt. Alsdann wird, abgesehen von der Biegungsbeanspruchung, die Welle zwischen C und D mit dem Moment $^1/_2\, M_t$, zwischen D und E mit dem Moment M_t auf Drehung beansprucht.

Zunächst sind die Reaktionen zu bestimmen.

Drehpunkt in Bezug auf B (Mafse in Centimetern eingesetzt):

$$A.320 - 6000.285 - 6000.35 + 4000.35 = 0,$$
$$A.320 = 6000.285 + 6000.35 - 4000.35,$$
$$A = \mathbf{5560\ kg.}$$

Ferner sind die von oben wirkenden Kräfte gleich den von unten wirkenden:

$$5560 + B = 6000 + 6000 + 4000$$
$$B = \mathbf{10\,440\ kg.}$$

Der Zapfen bei A wird nur durch den Reaktionsdruck auf Biegung beansprucht. Gestatten wir zwischen Zapfen und Lagerschalen von Bronze einen Flächendruck $p = 0{,}3$ und nehmen die Biegungsspannung mit Rücksicht auf das gute Material $k_b = 4$ kg, so folgt nach Formel 51):

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2.4}{0{,}3}} = \mathbf{1{,}63},$$

also

$$l = 1{,}63\, d,$$

mithin nach Formel 50):

$$5560 = 1{,}63\, d^2.0{,}3,$$
$$d = \sqrt{\frac{5560}{1{,}63.0{,}3}} = 107 \sim \mathbf{110\ mm},$$
$$l = 1{,}63.107 = \sim \mathbf{175\ mm.}$$

Wegen der geringen Umdrehungszahl eines solchen Wasserrades kann die Reibungsarbeit unberücksichtigt bleiben.

Für die Stelle C ergiebt sich ein Biegungsmoment

$$M_b = 5560.350 = \mathbf{1\,950\,000\ mmkg}$$

und die Hälfte des ganzen Drehmomentes

$$M_t = \frac{2\,864\,800}{2} = \mathbf{1\,432\,400.}$$

Da $M_b > M_t$ ist, so folgt nach Gleichung 89):

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}975 . 1\,950\,000 + 0{,}25 . 1\,432\,400$$
$$= \sim \mathbf{2\,258\,000.}$$

Somit ergiebt sich der Durchmesser an der Stelle C:

$$2\,258\,000 = 0{,}1\, d_C^3.4,$$
$$d_C = \sqrt[3]{\frac{2258000}{0{,}4}} = 178\ \text{mm},$$

welchen Wert wir mit Rücksicht auf die Festigkeitsverminderung durch die Keilnute auf **185 mm** erhöhen.

Der abgesetzte Wellendurchmesser zwischen C und D ermittelt sich, wenn man für die Biegung den Hebelarm von A bis D einsetzt, aus dem Biegungsmoment

$$M_b = 5560.2850 - 6000.2500 = \mathbf{850\,000}$$

und dem Drehmoment

$$M_t = \mathbf{1\,432\,400}\ \text{(s. oben schon berechnet).}$$

Weil hier $M_b < M_t$, so folgt nach Gleichung 89):

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}625.850\,000 + 0{,}6 . 1\,432\,400 = \mathbf{1\,391\,440.}$$

Damit der Wellendurchmesser zwischen C und D:

$$1\,391\,440 = 0{,}1\, d^3.4,$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{1\,391\,440}{0{,}4}} = \sim \mathbf{152\ mm.}$$

Für den Durchmesser an der Stelle D ergiebt sich mit Berücksichtigung der ganzen Drehung:

$$M_b = \mathbf{850\,000} \text{ (wie vorher berechnet)},$$
$$M_t = \mathbf{2\,864\,800} \text{ (desgl.)}.$$

Da $M_b < M_t$, wird wieder nach Gleichung 89):

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}625 \, . \, 850\,000 + 0{,}6 \, . \, 2\,864\,800 = \mathbf{2\,250\,880}.$$

Somit der Wellendurchmesser bei D:

$$2\,250\,880 = 0{,}1 \, d_D^3 \, . \, 4,$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{2\,250\,880}{0{,}4}} = 178 \sim \mathbf{185\,mm}.$$

Für den Halszapfen B folgt:

$$M_b = 4000 \, . \, 350 = \mathbf{1\,400\,000},$$
$$M_t = \mathbf{2\,864\,800}.$$

Da $M_b < M_t$, erhält man wieder

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}625 \, . \, 1\,400\,000 + 0{,}6 \, . \, 2\,864\,800 = \mathbf{2\,593\,880}.$$

Damit also

$$2\,593\,880 = 0{,}1 \, d_B^3 \, . \, 4,$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{2\,593\,880}{0{,}4}} = 186 \sim \mathbf{185\,mm}.$$

Mit Rücksicht auf ein vorhandenes Lagermodell werde die Länge des Zapfens $l = \mathbf{280\,mm}$ genommen.

Der Flächendruck ergiebt sich dann nach Gleichung 50):

$$p = \frac{10440}{280 \, . \, 185} = \sim \mathbf{0{,}2},$$

welcher Wert noch geringer als der bei dem Stirnzapfen A angenommene, also zulässig ist.

Der Zapfen E für das Zahnrad wird wie ein gewöhnlicher Tragzapfen berechnet. Ist die Länge der Radnabe **250 mm,** so wird

$$M_b = 4000 \cdot \frac{250}{2} = 500\,000,$$

$$M_t = 2\,864\,800 \text{ (wie vorher)},$$

und da $M_b < M_t$ ist, folgt wieder

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}625 \, . \, 500\,000 + 0{,}6 \, . \, 2\,864\,800 = \mathbf{2\,031\,380}.$$

Somit:

$$2\,031\,380 = 0{,}1 \, d_E^3 \, . \, 4,$$

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{2\,031\,380}{0{,}4}} = \mathbf{172\,mm}.$$

5. Es soll die Kurbelwelle aus Flufsstahl für eine liegende Dampfmaschine, welche 90 Umdrehungen pro Minute macht, berechnet werden. Der gröfste Druck auf den Kurbelzapfen betrage 7530 kg. Der Kurbelradius sei $R = 300$ mm (Hub $= 600$ mm); s. Fig. 189, Taf. 59.

Für den Kurbelzapfen folgt zunächst, wenn derselbe aus Gufsstahl hergestellt ist und $k_b = 5$, $p = 0{,}6$ zugelassen wird (nach Gleichung 51)

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 \, . \, 5}{0{,}6}} = 1{,}3.$$

Hiermit ergiebt sich der Zapfendurchmesser aus Gleichung 50):

$$7530 = 1{,}3 \, d^2 \, . \, 0{,}6,$$

$$d = \sqrt{\frac{7530}{1{,}3 \, . \, 0{,}6}} = 98 \sim \mathbf{100\,mm},$$

$$l = 1{,}3 \, . \, 100 = \mathbf{130\,mm}.$$

Die Gleichung 52) verlangt mit $A_x = 0{,}02$, wenn aufserdem der mittlere, für die Reibungsarbeit bestimmende Zapfendruck 5950 kg beträgt

$$l \geqq \frac{5950 \, . \, 90}{305\,000 \, . \, 0{,}02} = 88 \text{ mm}$$

also ist $l = 130$ mm als der gröfsere Wert beizubehalten. Nimmt man die Länge $y = d_1$ und schätzt vorläufig die Lagerzapfenlänge $l_1 = 1{,}6 \, d_1$, so ergiebt sich zur Bestimmung von d_1 [1]):

$$M_b = 7530 \left(x + y + \frac{l_1}{2}\right).$$

Steht nun der Kurbelzapfen um 3 mm vor, so erhält man für die Gröfse x den Wert

$$x = \frac{l}{2} + 3 = \frac{130}{2} + 3 = \mathbf{68\,mm}.$$

Wird weiter für $y = d_1$ und für

$$\frac{l_1}{2} = \frac{1{,}6 \, d_1}{2} = 0{,}8 \, d_1$$

eingeführt, so folgt

$$M_b = 7530 \, (68 + d_1 + 0{,}8 \, d_1) = 7530 \, (68 + 1{,}8 \, d_1)$$
$$M_t = 7530 \, . \, 300 = 2\,259\,000.$$

Somit nach Gleichung 87) und 88), wenn die zwischen + und — schwankende Inanspruchnahme $k_b = 6$ und $k_t = 4{,}5$ kg gesetzt wird

$$0{,}1 \, d_1^3 \, . \, 6 = \frac{3}{8} \cdot 7530 \, (68 + 1{,}8 \, d_1)$$

$$+ \frac{5}{8} \sqrt{[7530 \, (68 + 1{,}8 \, d_1)]^2 + 2\,259\,000^2}.$$

Man löst diese Gleichung am besten durch probieren. Es findet sich dann

$$d_1 = \sim \mathbf{175\,mm}$$

und

$$l_1 = 1{,}6 \, . \, 175 = \mathbf{280\,mm}.$$

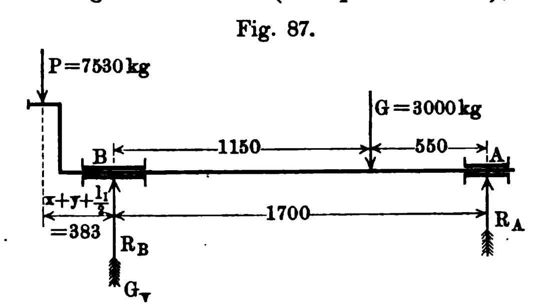
---

[1]) Man kann meistens auch annähernd $\left(x + y + \frac{l_1}{2}\right)$ gleich der Cylinderbohrung setzen, wodurch dann die Rechnung einfacher wird.

Die Länge l_1 ist später noch in Bezug auf die Reibungsarbeit zu kontrollieren und eventuell zu ändern.

Durch die Kraft am Kurbelzapfen entsteht im Kurbellager ein Druck (Drehpunkt bei A),

Fig. 87.

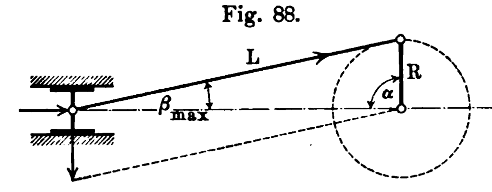


$$R_B \, . \, 1700 = 7530\,(1700 + 68 + 175 + 140),$$

$$R_B = \mathbf{9240\ kg.}$$

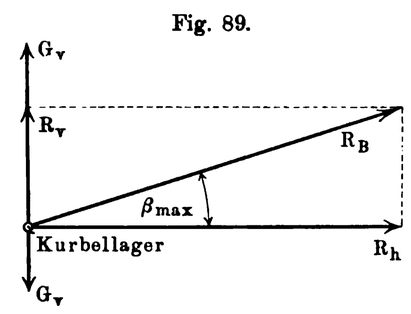
Bei $\alpha = 90^0$ bildet die Schubstange mit der Horizontalen den gröfsten Ausschlagswinkel β_{max}, damit

Fig. 88.



zerlegt sich der Druck im Kurbellager (s. Fig. 89) in eine wagerechte Komponente

Fig. 89.



$$R_h = 9240 \, . \, cos\,\beta_{max}$$

und in eine senkrechte Komponente

$$R_v = 9240 \, . \, sin\,\beta_{max}.$$

Nimmt man, wie gewöhnlich, $L = 5\,R$; also $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$, so wird $sin\,\beta_{max} = \frac{1}{5}$, folglich

$$\beta_{max} = \mathbf{11^0\,30'}.$$

Somit:

$$R_h = 9240 \, . \, cos\ 11^0\,30' = \sim \mathbf{9050\ kg,}$$

$$R_v = 9240 \, . \, sin\ 11^0\,30' = \sim \mathbf{1850\ kg.}$$

Durch das Schwungradgewicht entsteht im Kurbellager ein senkrechter Druck; bei A als Drehpunkt (s. Fig. 87 und 89, Text).

$$G_v \, . \, 1700 = 3000 \, . \, 550,$$

$$G_v = \frac{3000 \, . \, 550}{1700} = \sim \mathbf{972\ kg.}$$

Bei rechtsumlaufenden Maschinen ist nun R_v von G_v abzuziehen, also bleibt für solche nur: $G_v - R_v$.

Bei linksumlaufenden Maschinen ist R_v aber zu G_v zu addieren, also gilt für diese: $G_v + R_v$.

Für Rechtsumlauf bleibt daher als senkrechte Komponente

$$G_v - R_v = 972 - 1850 = - \mathbf{875\ kg.}$$

Für Linksumlauf aber ergiebt sich für die senkrechte Komponente

$$G_v + R_v = 972 + 1850 = \mathbf{2822\ kg.}$$

Daher erhält man, wenn man eine linksgehende Maschine ins Auge fafst, als resultierenden Zapfendruck

$$\sqrt{R_h^2 + (G_v + R_v)^2} = \sqrt{9050^2 + 2822^2} = \sim \mathbf{9490\ kg.}$$

Gleichung 52) fordert nun mit $A_x = 0{,}0133$ (Lagerschalen aus Weifsmetall) eine Zapfenlänge

$$l \geqq \frac{9490 \, . \, 90}{305\,000 \, . \, 0{,}0133} = 210\,\mathrm{mm}.$$

Demnach war die anfängliche Annahme

$$l_1 = 1{,}6\,d_1 = 280\,\mathrm{mm}$$

genügend und kann, falls die Flächenpressung eine entsprechende ist (s. weiter), beibehalten werden.

Wenn jedoch aus irgend einem Grunde der Zapfen die Länge $l_1 = 210$ mm erhalten soll, so hat man den Durchmesser d_1 nochmals zu berechnen. Für diesen Fall hätte man das Biegungsmoment neu zu bestimmen, indem für die Länge $l_1 = 210$ mm gesetzt wird; aus der Festigkeitsformel 87) ergiebt sich dann genau wie vorher der Durchmesser d_1.

Der Flächendruck im Kurbellager beträgt nach Gleichung 50):

$$p = \frac{9490}{280 \, . \, 175} = \mathbf{0{,}193.}$$

Da dieser Wert als etwas hoch bezeichnet werden mufs (p soll möglichst nicht über 0,16 gehen), könnte man die Zapfenlänge auf $l_1 = 320$ mm oder den Durchmesser d_1 entsprechend erhöhen.

Für den hinteren Tragzapfen A entsteht durch das Schwungradgewicht ein senkrechter Druck (Drehpunkt bei B):

$$K_1 \, . \, 1700 = 3000 \, . \, 1150$$

$$K_1 = \frac{3000 \, . \, 1150}{1700} = \sim \mathbf{2030\ kg,}$$

Fig. 90.

K1
338 kg
K2
βmax
Lager A
1660 kg

und eine Kraft vom **Kurbelzapfendruck** herrührend

$$K_2 . 1700 = 7530 . 383,$$

$$K_2 = \frac{7530 . 383}{1700} = \sim \mathbf{1700\,kg}.$$

Bei linksumlaufender Maschine ist hier die senkrechte Komponente der Kraft K_2 von K_1 abzuziehen, es kann daher der Einflufs von K_2 ganz unberücksichtigt bleiben.

Bei rechtsumlaufender Maschine hingegen ist die senkrechte Komponente von K_2 zu K_1 zu addieren. Da man die Zapfen immer nach der gröfseren Kraft bestimmt, so wird also diese senkrechte Komponente

$$K_2 . \sin \beta_{max} = 1700 . \sin 11^0 30' = \mathbf{338\,kg}$$

und daher eine gesamte senkrechte Kraft

$$2030 + 338 = \mathbf{2368\,kg}.$$

Die horizontale Komponente ergiebt sich zu

$$K_2 . \cos \beta_{max} = 1700 . \cos 11^0 30' = \sim \mathbf{1660\,kg}.$$

Als resultierenden Zapfendruck erhält man nun

$$\sqrt{2368^2 + 1660^2} = \sim \mathbf{2900\,kg}.$$

Die Gleichung 51) bedingt für den Zapfen mit $k_b = 4$ (Spannung wechselt durch das Schwungrad hier fast zwischen $+$ und $-$) und $p = 0{,}16$

$$\frac{l_2}{d_2} = \sqrt{\frac{0{,}2 . 4}{0{,}16}} = 2{,}23.$$

Demnach folgt der Zapfendurchmesser aus Gleichung 50):

$$2900 = 2{,}23\, d_2^2 . 0{,}16,$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{2900}{2{,}23 . 0{,}16}} = \sim \mathbf{90\,mm},$$

$$l_2 = 2{,}23 . 90 = \sim \mathbf{200\,mm}.$$

Nach Gleichung 52) ergiebt sich schliefslich mit $A_x = 0{,}0133$

$$l_2 \geqq \frac{2900 . 90}{305\,000 . 0{,}0133} = 65\,\text{mm}.$$

$l_2 = 200$ mm als der gröfsere Wert ist beizubehalten.

Für die Stärke d_4 (Sitz des Schwungrades, siehe Fig. 189, Taf. 59) erhält man ein Biegungsmoment

$$M_b = 2900 . 550 = \mathbf{1\,595\,000}$$

und ein Drehmoment

$$M_t = 7530 . 300 = \mathbf{2\,259\,000} \text{ (wie vorher)};$$

somit nach Gleichung 89), da $M_b < M_t$ ist

$$M_{b_{(i)}} = 0{,}625 . 1\,595\,000 + 0{,}6 . 2\,259\,000 = \mathbf{2\,352\,400}.$$

Wird wieder $k_b = 4$ kg genommen, so folgt der Durchmesser

$$2\,352\,400 = 0{,}1\, d_4^3 . 4,$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{2\,352\,400}{0{,}4}} = 180\,\text{mm}.$$

Wir nehmen noch $d_3 =$ **195 mm** und wegen der Schwächung durch die Keilnuten $d_4 =$ **205 mm.**

Gekröpfte Wellen und solche mit zwei und drei Kurbeln werden später unter Kurbeln behandelt, da dieselben zu dem Kurbelabschnitt gehören.

Die Dimensionen der vorher analytisch bestimmten Wellen lassen sich aber auch auf zeichnerischem Wege finden.

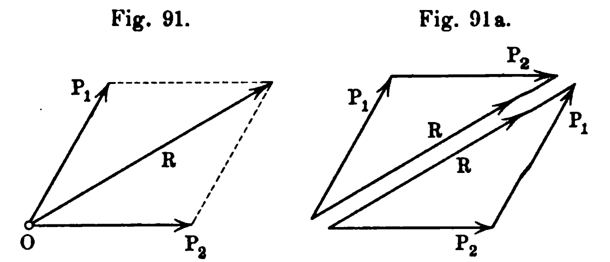
Da letztere Methode das Anschauungsvermögen ganz wesentlich fördert und auch häufig einfacher ist, soll die graphostatische Berechnung von Wellen noch durchgeführt werden.

Zum Verständnisse des Verfahrens bedarf es erst einiger Erklärungen aus der Graphostatik.

Zusammensetzung von Kräften, die in einer Ebene liegen und auf einen Punkt einwirken.

Wirken auf einen Punkt 0 zwei ihrer Gröfse und Richtung nach gegebene Kräfte P_1 und P_2, so findet man deren Resultante, d. h. die Gesamtwirkung, wenn man aus P_1 und P_2 als Seiten (indem vielleicht 1 mm = 10 kg gesetzt wird) ein Parallelogramm bildet:

Fig. 91. Fig. 91a.



Die Diagonale desselben ist dann die Resultierende (s. Fig. 91).

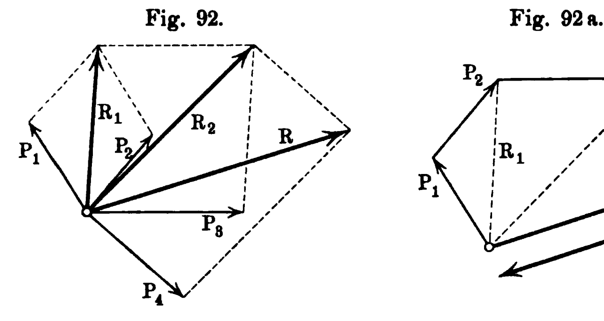
Es ist leicht einzusehen, dafs man zu dieser Konstruktion eigentlich nur ein Dreieck nötig hat, welches aus den beiden Kräften P_1, P_2 und der Resultierenden R besteht (s. Fig. 91a). Man hat also die Kräfte parallel zu den gegebenen Richtungen so aneinander zu tragen, dafs sie hintereinander herlaufen, nicht etwa gegeneinander oder auseinander. Die Schlufslinie des Dreiecks ist der Gröfse und Richtung nach die Resultante R, wenn man sie mit einem Pfeile versieht, der den anderen Pfeilen entgegenläuft. Beide Dreiecke (Fig. 91a) sind offenbar kongruent.

Der Nutzen dieser Dreiecksmethode ist sofort ersichtlich, wenn es sich um die Zusammensetzung mehrerer Kräfte handelt.

Sind die Kräfte P_1, P_2, P_3 und P_4 zu vereinigen, so kann man zunächst P_1 und P_2 durch ein Parallelogramm zusammensetzen zu einer Resultierenden R_1 (s. Fig. 92). Setzt man nun weiter R_1 mit P_3 zusammen, so erhält man eine neue Resultierende R_2. Schliefslich vereinigt man R_2 mit P_4 zur Gesamtresultierenden R.

Viel einfacher ist die Zusammensetzung durch ein Kräftepolygon, das wieder gebildet wird durch hintereinanderreihen der einzelnen Kräfte an Richtung und Gröfse (Fig. 92a). Der Zusammenhang dieser Figur mit der obigen ist ohne Weiteres einzusehen.

Fig. 92. Fig. 92 a.



Gleichgiltig ist dabei, in welcher Reihenfolge die Kräfte herangezogen werden, wenn man sie nur parallel zur gegebenen Richtung zeichnet und ihre Pfeile in gleichem Sinne um die Figur herumlaufen läfst. Die Schlufslinie ist Resultante, wenn ihr Pfeil den anderen entgegenläuft.

Giebt man der Schlufslinie einen Pfeil, welcher mit den anderen Pfeilen gleiche Richtung hat, so zeigt die Figur an, dafs die Kräfte unter sich im Gleichgewicht sind. Eine solche Kraft W würde nämlich der Resultierenden R Widerstand leisten oder das Gleichgewicht halten, denn sie ist von gleicher Gröfse und entgegengesetzter Richtung wie R.

Umgekehrt kann man auch eine einzelne Kraft in Seitenkomponenten zerlegen, wie das in den Rechnungsbeispielen der Wellen ja bereits gezeigt wurde.

Das Seilpolygon.

Wirken Kräfte in einer Ebene, ohne einen gemeinsamen Angriffspunkt zu haben, so läfst sich durch den einfachen Kräftezug die Resultante nur nach Gröfse und Richtung bestimmen. Ihr Angriffspunkt oder ihre Lage bleibt unbestimmt.

Man kann auf gewöhnlichem Wege die Resultierende vollständig bestimmen, wenn man P_1 mit P_2 zusammensetzt zu R_1. Alsdann setzt man R_1 mit P_3 zusammen zu R_2 und fährt so fort, bis alle Kräfte berücksichtigt sind. Hierbei ist es nötig, jedesmal die beiden Kräfte, welche zusammenzusetzen sind, an den Schnittpunkt ihrer Richtungen zu verschieben.

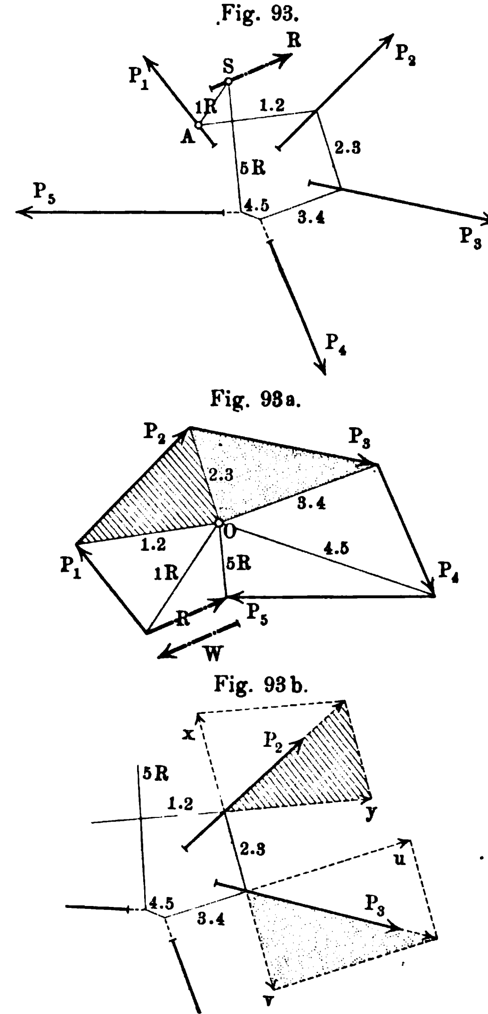
Viel einfacher geschieht die Lösung dieser Aufgabe durch das sogenannte Seilpolygon.

Man trägt zunächst die Kräfte P_1 bis P_5 zu einem Kräftezuge zusammen (s. Fig. 93 a). Die Schlufslinie desselben ist die Resultante R der Gröfse und Richtung nach.

Ihr Angriffspunkt (oder ihre Lage) bestimmt sich wie folgt:

Man wähle beliebig einen Pol 0 und ziehe aus diesem Punkte Strahlen nach den Ecken des Kräftezuges. Diese Strahlen numeriert man, wie die Kräfte, die an der betreffenden Ecke zusammenstofsen. Alsdann wählt man in einer Kraft, z. B. P_1, den Angriffspunkt A (s. Fig. 93). Aus diesem zieht man nach P_2 die Linie 1.2 parallel zu dem gleichnamigen Strahle im Kräftezuge. Nun zieht man weiter nach P_3 die Linie 2.3 parallel zum Strahle 2.3. Indem man so fortfährt, findet man im Schnittpunkte S der Linien $1R$ und $5R$ den Angriffspunkt der Resultierenden.

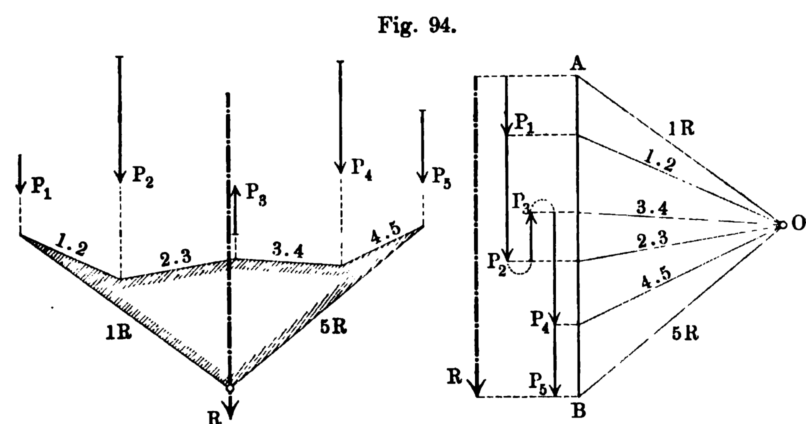
Beweis. Denkt man sich das so gezogene Polygon aus Stäben hergestellt, die an den Ecken gelenkig



verbunden sind, so mufs dieses Stab- oder Seilpolygon den Gleichgewichtszustand vermitteln, wenn man die

Widerstehende W an Stelle von R setzt. Nun ist leicht nachzuweisen, dafs jeder Stab für sich im Gleichgewichte ist. Verschiebt man die Kraft P_2 (s. Fig. 93 b) an die Ecke des Polygons und zerlegt dieselbe in die Komponenten x und y, so ersieht man aus der Kongruenz der schraffierten Dreiecke, dafs x gleich dem

Fig. 94.



Strahle 2.3 ist. Verschiebt man die Kraft P_3 an die Polygonecke und zerlegt diese in u und v, so folgt aus der Kongruenz der punktierten Dreiecke, dafs auch v gleich dem Strahle 2.3 ist. Folglich mufs $x = v$ sein und der Stab 2.3 ist im Gleichgewicht. Genau dasselbe liefse sich von jedem anderen Stabe beweisen, d. h. das ganze System ist im Gleichgewichte, mithin ist W wirklich die Widerstehende oder R die Resultante.

Der Satz vom Seilpolygon läfst sich mit Vorteil auf Parallelkräfte anwenden (s. Fig. 94).

Die Kräfte sind eigentlich auf einer einzigen Geraden aufzutragen, doch ist besser, entgegengesetzt wirkende Kräfte etwas auf die Seite zu rücken. Die Stofspunkte der Kräfte projiziert man auf eine Gerade AB und zieht erst von hier aus Strahlen nach dem Pole 0.

Das Seilpolygon wird wieder verzeichnet, indem man von einem Punkte einer Kraft (z. B. von P_1) Linien parallel zu den entsprechenden Polstrahlen zieht, wodurch die Lage von R gefunden wird.

Mit Hilfe des Seilpolygons kann auch der Schwerpunkt ebener Figuren bestimmt werden.

Träger auf zwei Stützen.

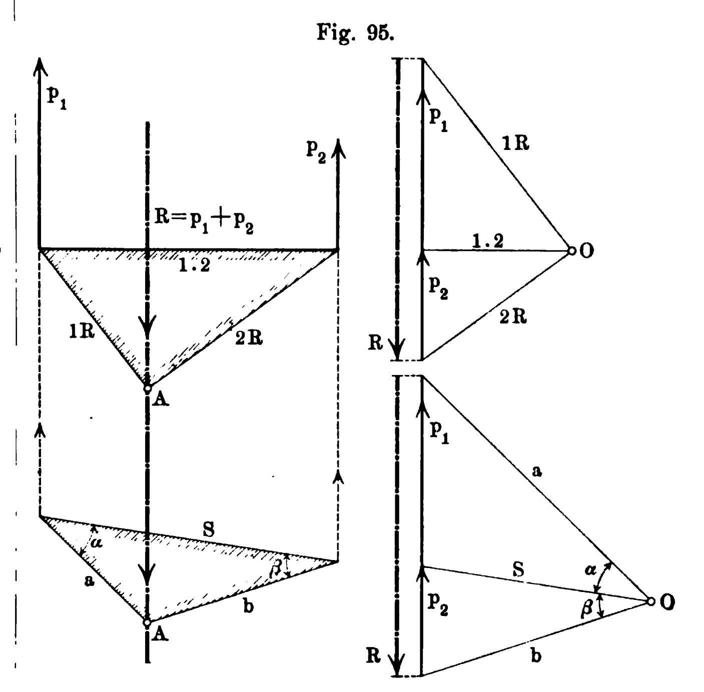
Bei einem Träger auf zwei Stützen sind zunächst die Auflagerdrücke (Reaktionen) von Wichtigkeit. Im einfachsten Falle ist ein Stab auf zwei Stützen durch eine Einzelkraft R belastet. Sind mehrere Lasten vorhanden, so ist R als ihre Resultierende anzusehen. Die Zusammensetzung der beiden Reaktionen p_1 und p_2 mufs natürlich R ergeben und die Ausführung dieser Aufgabe ist nach dem Vorigen sehr leicht.

Sind die Reaktionsdrücke p_1 und p_2 gegeben, so werden beide aufgetragen, ein Pol 0 gewählt und die Polstrahlen gezogen. Zieht man nun im Seilpolygon zuerst die Linie 1.2, hierauf 1 R und 2 R, so wird der Angriffspunkt A der Resultierenden gefunden.

Ist umgekehrt eine Last R gegeben und soll dieselbe in p_1 und p_2 zerlegt werden, so beginnt man mit dem Anfangspunkte A, zieht die Polygonseiten a und b und findet zum Schlusse die Linie S. Parallel zu dieser Schlufslinie zieht man durch den Pol 0 und teilt dadurch R in p_1 und p_2. Zu bemerken ist hierbei noch, dafs die Reaktion p_1 beim Seilpolygon an dem $\measuredangle\ \alpha$, im Kräftezuge aber in dem $\measuredangle\ \alpha$ liegt. In beiden Fällen wird dieser Winkel gebildet durch die Linie a und S. Ebenso ist es mit der Reaktion p_2, welche beim Seilpolygon an dem $\measuredangle\ \beta$, im Kräftezuge aber in dem $\measuredangle\ \beta$ liegt.

Ist ein Träger auf zwei Stützen durch mehrere Kräfte belastet (Fig. 96), so verfährt man zunächst so, als ob man die Resultierende bestimmen wollte. Parallel zu den Polstrahlen werden wieder die Seiten des Polygons gezogen, wodurch sich auch wieder die

Fig. 95.



Schlufslinie S ergiebt. Parallel zu S zieht man durch den Pol 0 und findet p_1 und p_2.

Das Seilpolygon hat noch eine andere wichtige Bedeutung, indem die Ordinaten T die Biegungsmomente für die betreffenden Stellen des Trägers darstellen. (Daher wird das Seilpolygon auch als die Momentenfläche bezeichnet.)

Beweis. Man denke sich den Stab an einer beliebigen Stelle fest eingespannt und nach links völlig frei (s. Fig. 96).

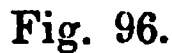
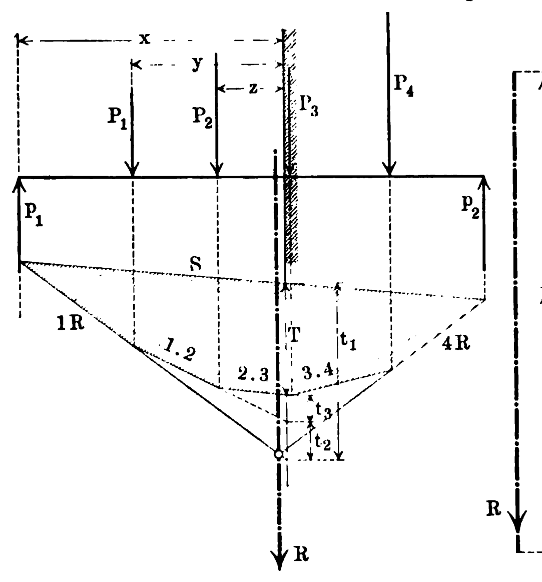


Fig. 96.



Alsdann ist nach der Zeichnung das Moment für die Einspannstelle $M = p_1 . x - P_1 . y - P_2 . z$. Verlängert man die Seiten $1\,R$ und 1.2 des Polygons, so entstehen Dreiecke, deren Höhen t_1, t_2 und t_3 die drei Glieder der obigen Momentengleichung sind. Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke folgen nämlich die Proportionen:

$$t_1 : x = p_1 : E$$
$$p_1 . x = t_1 . E$$
$$t_2 : y = P_1 : E$$
$$P_1 . y = t_2 . E$$
$$t_3 : z = P_2 : E$$
$$P_2 . z = t_3 . E$$

Zieht man die beiden letzteren Gleichungen von der ersten ab, so ergiebt sich

$$p_1 . x - P_1 . y - P_2 . z = t_1 . E - t_2 . E - t_3 . E$$
$$= (t_1 - t_2 - t_3) . E.$$

Folglich:

$$M = T . E,$$

d. h. **man findet das Moment, wenn man die Ordinate mit dem Polabstande multipliziert. Hierbei ist die Ordinate nach dem Kräftemafsstabe, der Polabstand nach dem Längenmafsstabe zu messen.**

Aus dem Seilpolygon ersieht man gleichzeitig die Beanspruchungen sämtlicher Punkte eines Trägers. Man ersieht aus ihm auch die Durchbiegungen, die der Träger erfährt. Diese Durchbiegungen finden ungefähr in der Weise statt, wie die Polygonseiten sich um die Schlufslinie herumlegen (s. Fig. 97).

Im Allgemeinen ist die Lage der Schlufslinie geneigt. Ist es erwünscht, dafs diese Schlufslinie wagerecht liegt, so braucht man nur die Ordinaten der Eckpunkte an eine Horizontale (S) neu aufzutragen

Fig. 97.

und ihre Endpunkte miteinander zu verbinden. Man kann aber auch den Pol 0 im Kräftezuge (bei Fig. 97 ist das Kräftepolygon nicht mit gezeichnet) derart verändern, dafs S wagerecht wird, dann ist aber das Seilpolygon noch einmal und zwar parallel zu den neuen Polstrahlen zu verzeichnen.

Auf graphischem Wege läfst sich auch leicht zeigen, dafs das gröfste Moment an der Stelle stattfindet, an der die vertikale Scherkraft gleich Null ist.

Zusammensetzen von Momentenflächen, die nicht in einer Ebene liegen.

In dem Falle, dafs ein Träger durch Kräfte belastet ist, welche nicht in derselben Ebene liegen, aber doch normal auf dem Träger stehen, hat man, wie Reuleaux schon angegeben, für jede Belastungsebene eine besondere Momentenfläche zu zeichnen und diese Momentenflächen sodann zu einer einzigen

resultierenden Momentenfläche zu vereinigen. Im einfachsten Falle ist der Träger durch nur zwei Kräfte belastet, wie Fig. 98 zeigt.

Die Last P wirkt vertikal und demgemäfs ist auch die zugehörige Momentenfläche vertikal.

Die Last Q ist gegen die Belastungsebene von P um einen gegebenen $\measuredangle\ \alpha$ geneigt. Man zeichnet wieder erst die beiden Kräftepläne mit gleicher Polentfernung, hiernach die Seilpolygone, wodurch man die Schlufslinie S und S_1 erhält. Parallel zu denselben zieht man durch die Pole 0, wodurch sich die Reaktionsdrücke p_1, p_2 und q_1, q_2 ergeben.

Die beiden Momentenflächen (Seilpolygone) für P und Q werden nun an die Achse angetragen. Ferner der erhaltenen Punkte ergiebt sich die resultierende Biegung.

Die resultierende Biegungskurve (zwischen P und Q) ist eine Hyperbel.

Bemerkt sei noch, dafs das Herumschlagen aller Ordinaten einer Fläche um einen $\measuredangle\ \alpha$ sehr einfach dadurch ausgeführt wird, dafs man nur die Ordinaten der Eckpunkte herumschlägt und ihre Endpunkte neu miteinander verbindet. Auf diese Weise sind alle Ordinaten zu gleicher Zeit herumgeschlagen.

Die Auflagerdrücke p_1 und p_2 von seiten P sind zu P parallel. Die Reaktionen q_1 und q_2 entstehen durch Q. Schliefslich sind p_1 und q_1 noch zusammenzusetzen zu r_1, ebenso p_2 und q_2 zu r_2 (s. Fig. 98b).

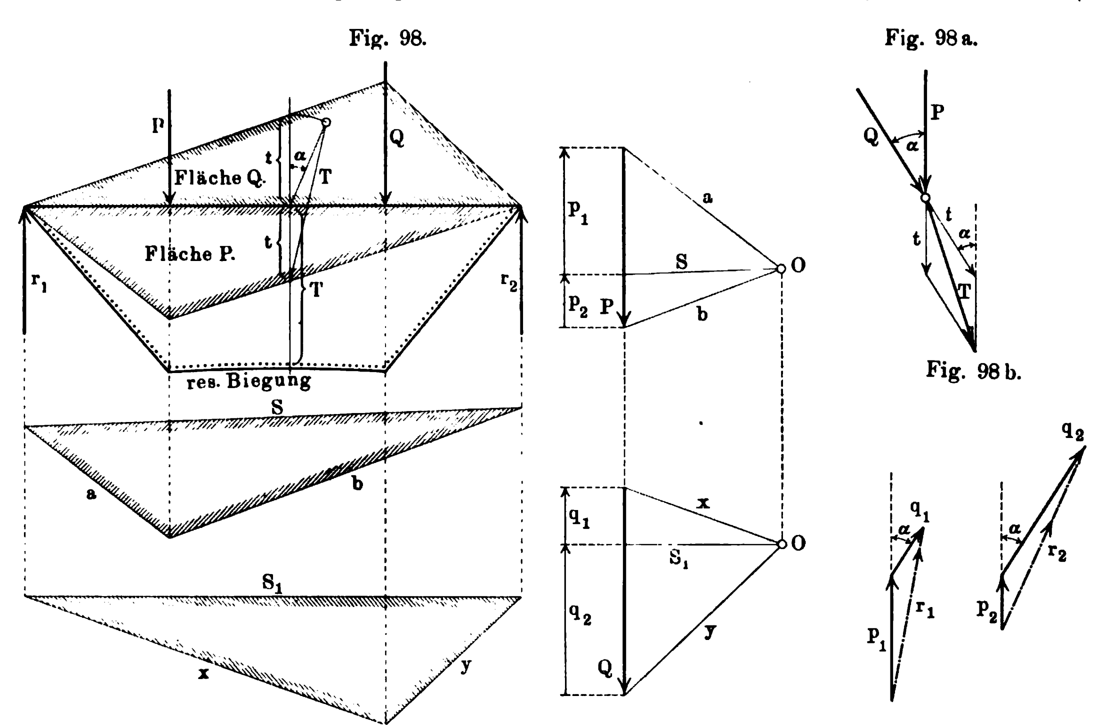


Fig. 98.

Fig. 98a.

Fig. 98b.

sind die Ordinaten t der Fläche P mit den Ordinaten t der Fläche Q nach dem Parallelogrammgesetze zu vereinigen, wodurch man die resultierenden Biegungsordinaten T erhält (Fig. 98a).

Letztere bilden in ihrer Gesamtheit eine windschiefe Fläche. Da es aber weniger auf die Richtungen als auf die Gröfsen der Ordinaten T ankommt, so schlägt man alle Ordinaten T um die Achse in eine Ebene.

Man hat zunächst die Ordinaten der einen mit denen der anderen Momentenfläche zusammenzusetzen. Zu diesem Zweck dreht man die eine Ordinate (t) um den $\measuredangle\ \alpha$ (Fig. 98). Durch Verbindung ihres Endpunktes mit dem entsprechenden Punkte der anderen Momentenfläche erhält man die resultierende Ordinate T, welche nun neu an der Achse aufgetragen wird. Durch Wiederholung des Verfahrens und Verbindung

Darstellung des Torsionsmomentes und seine Vereinigung mit Biegungsmomenten.

Ist eine Achse auf Torsion beansprucht, welche an einer Stelle in die Achse eingeleitet und an einer anderen Stelle wieder abgegeben wird, so sind alle Querschnitte zwischen diesen beiden Stellen in gleicher Stärke auf Verdrehung beansprucht.

Trägt man alle Torsionsmomente als Ordinaten auf und verbindet ihre Endpunkte, so erhält man ein Rechteck, welches die Torsionsmomentenfläche ist.

Es handelt sich blofs noch darum, die Höhe dieses Rechtecks zu bestimmen. In der Regel ist die Kraft P, welche das Torsionsmoment hervorruft, sowie ihr Hebelarm l bekannt.

Man trage P auf, wähle in der Entfernung E den Pol 0 und ziehe hieraus Strahlen, welche P einfassen.

Zieht man jetzt in der Entfernung l eine Senkrechte T_0 zwischen den Strahlen, so stellt diese die Höhe des Torsionsrechtecks dar.

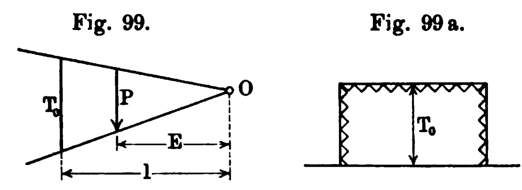


Fig. 99. Fig. 99 a.

Der Beweis ergiebt sich aus der Ähnlichkeit der Dreiecke, denn es gilt die Proportion:

$$T_0 : P = l : E,$$

folglich

$$P.l = T_0 . E.$$

Ist ein Konstruktionsteil auf Biegung und Verdrehung beansprucht, so ist nach Früherem aus beiden Beanspruchungen das ideelle Biegungsmoment zu bestimmen aus der Formel:

$$M_{b_{(i)}} = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}.$$

Die graphische Darstellung dieser Formel ist sehr einfach.

Ist AB das Torsionsmoment und AC das Biegungsmoment, so mache man $AD = \frac{5}{8} AB$ und $AE = \frac{5}{8} AC$. Schlägt man jetzt den Punkt D um A herab nach F, so ist

$$EF = \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}.$$

Hierzu ist also noch $\frac{3}{8} M_b$ zu addieren, d. h. die Strecke EC. Man schlägt also F um E nach G und

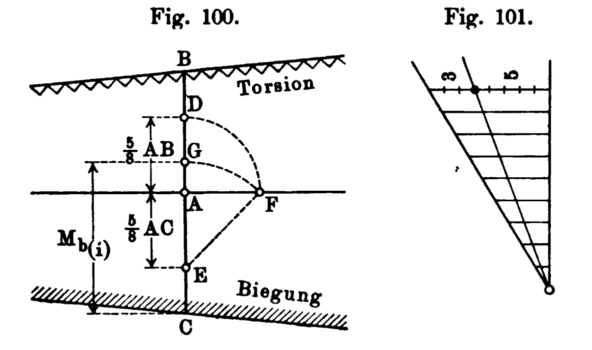


Fig. 100. Fig. 101.

erweitert die Zirkelöffnung von E bis C.

Diese neue Ordinate ($M_{b_{(i)}}$) wird dann normal gegen die Achse aufgetragen.

Ist eine Momentenfläche geradlinig begrenzt, so kann die Einteilung ihrer Ordinaten im Verhältnis 5:3 leicht geometrisch ausgeführt werden, wenn man nur die Ordinaten der Eckpunkte teilt und die Teilpunkte miteinander verbindet (Fig. 101).

Ist die Bewegung aber krummlinig, so mufs jede Ordinate einzeln geteilt werden, wozu man sich eines kleinen Proportionsrisses bedienen kann.

Beispiel 1. Es ist eine Zwischenwelle nach Fig. 190, Taf. 60/61 graphisch zu berechnen. Auf dieser Welle sind zwischen den Lagern zwei Zahnräder befestigt, von denen das eine die Kraft empfängt, während das andere dieselbe wieder abgiebt.

Die beiden Nachbarwellen sind so gelagert, dafs der Zahndruck P_1 vertikal, der Zahndruck P_2 aber schräg unter einem Winkel von 60° gegen die Vertikale wirkt.

Die Gewichte der Zahnräder sind G_1 und G_2.

Man setze $P_1 + G_1 = Q_1$, denn man darf P_1 und G_1 unmittelbar addieren, weil beide in gleicher Richtung auf denselben Punkt I wirken. Alsdann konstruiere man eine Momentenfläche für Q_1 und G_2. Der Polabstand 0 ist beliebig, aber für beide Kräftepolygone gleich. (Es ist auf der Zeichnung ein Längenmafsstab 1:4 angenommen, während für den Kräftemafsstab 1 mm = 10 kg gesetzt ist.) Diese Momentenfläche wird an die Wellenachse angestofsen. Ferner konstruiere man eine Momentenfläche für den Zahndruck P_2 und stofse auch diese an die Achse an.

Beide Momentenflächen werden sodann zu einem resultierenden Biegungsmomente vereinigt. Dies geschieht in der früher angegebenen Weise. Es werden nämlich wieder die Ordinaten der oberen Momentenfläche um den Winkel von 60° gedreht, die Verbindung des Endpunktes dieser Ordinaten mit dem entsprechenden Punkte der unteren Momentenfläche liefert die resultierende Ordinate T. Letztere ist an die Wellenachse anzutragen.

Zwischen den Punkten I und II ist Torsionsbeanspruchung vorhanden und diese besteht aus dem Moment $P_1 . R_1$ oder auch $P_2 . R_2$. Trägt man R_2 vom Pole aus ab, so findet man zwischen den Strahlen xy die Höhe T_0 des Torsionsrechtecks.

Die Ordinaten desselben werden mit den darunter liegenden Ordinaten der resultierenden Biegung vereinigt, wie bereits gezeigt, wodurch man die ideelle Momentenfläche erhält. Schliefslich werden auch die Reaktionen p_1 und q_1 vereinigt zu r_1. Ebenso p_2 und q_2 zu r_2.

Zur Feststellung der Dimensionen der Welle hat man

$$M_{b_{(i)}} = W . k_b$$

oder

$$M_{b_{(i)}} = E . t.$$

Da 1 mm = 10 kg waren und $E = 400$ mm angegeben ist, folgt

$$10\,t \,.\, 400 = 0{,}1\, d^3 \,.\, k_b$$

und bei $k_b = 5$ kg (Flufsstahl)

$$10 \,.\, t \,.\, 400 = 0{,}1\, d^3 \,.\, 5.$$

Hieraus:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \,.\, 400 \,.\, t}{0{,}1 \,.\, 5}} = \sim 20{,}1 \sqrt[3]{t}.$$

Auf diese Weise erhält man alle Durchmesser der Welle. t ist hierbei stets die Ordinate des ideellen Momentes.

Die Dimensionen für die Zapfen sind aus den gefundenen Reaktionen nach den früher angegebenen Formeln zu berechnen.

Man würde schliefslich der Welle noch die gezeichnete Form geben.

Beispiel 2. Es ist eine Kurbelwelle nach Fig. 191, Taf. 62/63 graphisch zu berechnen.

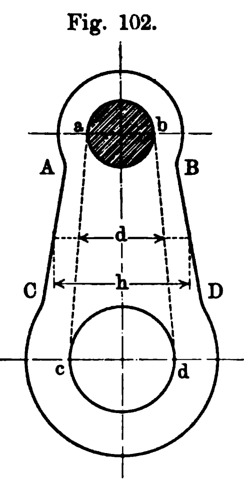
Es sei vorausgesetzt, dafs diese Welle einer horizontalen Maschine angehört, so dafs der Kolbendruck P horizontal wirkt, während die Gewichte Q_1 und Q_2 der Riemenscheibe und des Schwungrades vertikal wirken. Zunächst berechne man den Kurbelzapfen und nehme vorläufig die Entfernung von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte Hauptlager an (s. hierüber im vorstehenden Beispiel 5).

Für jede Ebene wird dann ein Biegungsdiagramm konstruiert. Wählt man bei P den Pol so, dafs er einem Endpunkte von P gegenüberliegt, so braucht man das betreffende Diagramm nicht erst gerade zu richten, da die eine Linie b sogleich in die Achse hineinfällt. Das Stück p_2 ist die am hinteren Tragzapfen anzubringende Zapfenkraft. Beide Momentenflächen werden sodann unter einem rechten Winkel zusammengesetzt, wodurch die resultierende Biegungsmomentenfläche entsteht.

Das Verdrehungsmoment der Welle ist $P.l$. Die betreffende Ordinate T_0 findet man, wenn man l vom Pole aus abträgt und diejenigen Strahlen benutzt, welche P einschliefsen. Man kann jetzt für die Welle die ideelle Momentenfläche bestimmen.

Auch der Kurbelarm ist auf Biegung und Verdrehung beansprucht. Die Biegung ist am Zapfen gleich Null und nimmt nach der Welle hin gleichförmig zu. An der Welle ist sie gleich $P.l$, also gleich T_0. Die Verdrehung des Kurbelarmes geschieht durch das Moment $P.f$. Man trägt f vom Pole aus ab und mifst τ zwischen denjenigen Strahlen, welche P einschliefsen. Schliefslich wird auch am Kurbelarm die Torsion mit der Biegung vereinigt. Zu diesem Zweck ist auch τ wie T_0 in $^5/_8$-Teile geteilt und die Ordinaten von τ dann um 90° herum geschlagen. Für die $^5/_8$-Teilung bei T_0 braucht man praktisch nur die schräge Linie $E_1 F$ zu ziehen. Mafsgebend für den Kurbelarm sind die horizontalen Ordinaten in der ideellen Momentenfläche.

Fig. 102.



Aus den Ordinaten der letzteren bestimmt sich dann die Breite und Dicke des Kurbelarmes, indem der Kurbelarm zunächst eine konoidische Form $abcd$ erhält (Fig. 102). Wählt man hierauf das Profil $ABCD$ von rechteckigem Querschnitt, so ist h gegeben und es läfst sich die Breite b ermitteln, wenn die beiden Widerstandsmomente einander gleich gesetzt werden, also

$$0{,}1\, d^3 = \frac{b h^2}{6},$$

woraus

$$b = \frac{0{,}6 \,.\, d^3}{h^2}.$$

Es sind noch die Reaktionen für die Lagerstellen der Welle p_1, q_1 und p_2, q_2. Man setze p_1 und q_1 rechtwinklig zusammen zu r_1. Ebenso p_2 und q_2 zu r_2.

Für die Aufzeichnung der Welle gilt wieder

$$M_{b_{(i)}} = W \,.\, k_b$$

oder

$$M_{b_{(i)}} = E \,.\, t.$$

Da (s. Zeichnung) 1 mm = 30 kg und $E = 400$ mm angenommen wurde, so ist bei $k_b = 5$ kg (Flufsstahl)

$$30\, t \,.\, 400 = 0{,}1\, d^3 \,.\, 5,$$

$$d = 29 \sqrt[3]{t}.$$

t ist wieder die Ordinate der ideellen Momentenfläche.

Die aus dieser Formel sich ergebenden Durchmesser sind hinreichend genau und erhält zuletzt die Welle eine entsprechende Form.

Sollte sich noch die frühere Wahl von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte Halszapfen als nicht passend erweisen, so wäre unter einer besseren Annahme das Verfahren zu wiederholen.

Kupplungen.

Kupplungen sind Maschinenteile, durch welche einzelne Wellen zu einem Wellenstrange verbunden werden. Hierbei brauchen die geometrischen Achsen der verbundenen Wellen nicht in einer Linie zu liegen.

Je nach Art der Verbindung unterscheidet man:

1. feste,
2. bewegliche,
3. Ausrückkupplungen.

1. Feste Kupplungen.

Durch dieselben werden zwei Wellen so miteinander verbunden, als ob sie aus einem Stück beständen. Je nach der Form giebt es Muffen-, Hülsen- oder Scheibenkupplungen.

Feste Kupplungen können ein- oder mehrteilig sein.

a) Muffenkupplung.

Fig. 192, Taf. 64/65 zeigt dieselbe. Sie besteht aus einer ausgebohrten, gufseisernen Hülse, welche durch zwei Keile die beiden Wellen miteinander verbindet. Zum Schutze gegen die vorstehenden Keilnasen kann die ganze Kupplung mit einem Blechmantel versehen werden.

Obgleich diese Kupplung die einfachste von den festen Kupplungen ist, kommt sie dennoch bei besseren Transmissionen selten zur Anwendung und zwar deshalb, weil ein Lösen oder Abnehmen derselben, namentlich bei eingerosteten Keilen, sehr erschwert ist.

Für die Berechnung ergiebt sich, da das zu übertragende Moment für Welle und Kupplung gleich ist,

$$\frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \cdot k_{t_h}.$$

Hierin ist $\frac{\pi}{16} d^3$ das polare Widerstandsmoment der Welle und $\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}$ das der Muffe. Setzt man für die Welle $k_t = 3{,}5$ und für die Kupplung $k_{t_h} = 0{,}8$, so folgt also

$$\frac{\pi}{16} d^3 \cdot 3{,}5 = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \cdot 0{,}8$$

oder

$$d^3 \cdot 3{,}5 = \left(D^3 - \frac{d^4}{D}\right) \cdot 0{,}8$$

$$D^3 - \frac{d^4}{D} = d^3 \cdot \frac{3{,}5}{0{,}8}.$$

Diese Gleichung wird praktisch durch Probieren gelöst. Offenbar ist D gröfser als d. Da der Muffendurchmesser aber mit Rücksicht auf das Eintreiben der Keile doch vergröfsert werden mufs, sei für $D = 2d$ gesetzt, hiermit ergiebt sich dann

$$D^3 - \frac{d^4}{2 . d} = d^3 \cdot \frac{3{,}5}{0{,}8}$$

oder

$$D^3 = d^3 . 4{,}4 + \frac{d^3}{2}$$

$$D^3 = d^3\left(4{,}4 + \frac{1}{2}\right)$$

$$D = d \sqrt[3]{4{,}9} = \sim 1{,}7\, d.$$

Mit Rücksicht auf Gufsspannungen nehme man D noch etwas gröfser, nämlich $D = d + 2\delta$, wobei als Bezugseinheit gilt

$$\delta = \frac{d}{3} + 10 \text{ mm}.$$

Über die Abmessungen der Keile siehe S. 22 und Taf. 16/17.

b) Schalen- oder Hülsenkupplung.

Die Schalenkupplung, Fig. 193, Taf. 64/65 besteht aus zwei gleichen Schalen, welche durch Schrauben verbunden die Welle umschliefsen. Auch hier mufs die Konstruktion derart sein, dafs Köpfe und Muttern der Schrauben vertieft liegen. Die Anzahl der Schrauben hängt von der Schalenlänge ab.

Nachdem die Schalen an den Berührungsflächen gehobelt, werden dieselben durch die Schrauben fest auf die Welle geprefst. Letzteres kann leicht dadurch erreicht werden, dafs man bei der Bearbeitung zwischen die Schalenhälften starkes Papier legt, die Schalen

hierauf verschraubt und nun ausbohrt. Nimmt man dann das Papier wieder weg, so werden die Kupplungshälften sich fest auf die Welle pressen.

Für die Sicherung der Drehbewegung wird noch eine durchgehende Feder eingelassen.

Die Schraubenstärke kann genommen werden:

$$s = \sim \frac{d}{5} + 5.$$

Die Anzahl der Schrauben sei bis 50 mm Bohrung: $z = 4$ und über 50 bis 150 mm Bohrung: $z = 6$. Die übrigen Dimensionen gehen aus der Zeichnung Taf. 64/65 hervor. Siehe auch Cliché und Tabelle auf der Rückseite dieser Tafel.

Die **Hülsenkupplung**, Fig. 194, Taf. 64/65 unterscheidet sich von der oben besprochenen nur dadurch, dafs statt der Schrauben schmiedeeiserne, konische Ringe auf die entsprechenden Kupplungshälften aufgetrieben werden. Mit Rücksicht auf ihre leichte Lösbarkeit wird diese Kupplung mit Vorliebe angewandt. Der Querschnitt der Ringe kann ungefähr $\frac{d^2}{5}$ gewählt werden.

Die übrigen Dimensionen siehe wieder Taf. 64/65 nebst Rückseite.

Beide, Schalen- wie Hülsenkupplung, machen zu ihrer Anwendung genau gleich starke Wellenenden zur Bedingung, was allerdings nicht gerade als recht vorteilhaft bezeichnet werden kann.

c) Scheibenkupplung.

Die Scheibenkupplung ist zweiteilig und zwar sitzt auf jedem der beiden Wellenenden eine gufseiserne Scheibe, welche durch Keil befestigt ist (siehe Fig. 195, Taf. 64/65). Beide Scheiben sind durch Schrauben miteinander verbunden, deren Köpfe und Muttern zum Schutze gegen Unfälle vertieft liegen. Durch das Anziehen der Schrauben wird die Reibung zwischen den Scheiben grofs genug, um das Drehmoment der einen Scheibe auf die andere zu übertragen. Da unter Umständen auch Biegungs- resp. Scherbeanspruchung der Schrauben vorhanden ist, sollen dieselben die Löcher ganz ausfüllen, also abgedreht und stramm eingepafst werden. Bei stofsendem Betrieb sind eventuell konische Bolzen zu verwenden.

Damit die Achsen der Wellen zusammenfallen, greift eine Scheibe mit einem Ansatz in die andere ein.

Die Scheiben werden zuerst in der Werkstatt an den Stofsflächen bearbeitet (abgedreht), nach Bohrung der Löcher zusammengeschraubt, demnächst gemeinschaftlich ausgebohrt und genutet.

Da beim Aufkeilen trotz sauberer Ausführung sich die Scheibe etwas schief stellt, wird dieselbe samt der Welle gewöhnlich nochmals auf die Drehbank gespannt und an der Stofsfläche abgedreht, wodurch sie dann senkrecht zur Wellenachse steht. Abnehmen und erneutes Aufkeilen würden allerdings abermals ein Schiefstellen der Stofsflächen zur Folge haben.

Viele Fabriken machen daher das Abnehmen der Kupplung dadurch unmöglich, dafs sie letztere hydraulisch aufpressen oder auch warm aufziehen (Fig. 196). Dann müssen aber die auf der Welle befestigten Maschinenteile zweiteilig sein.

Die Stärke der Schrauben kann genommen werden

$$s \geqq \frac{d}{8} + 10.$$

Ihre Anzahl z bestimmt sich aus der Übertragung des Drehmomentes

$$M_t = \frac{1}{5} d^3 \cdot k_t.$$

Nimmt man im Mittel $k_t = 1{,}8$ kg, so ergiebt sich für $M_t = \frac{1}{5} d^3 \cdot 1{,}8 = 0{,}36\, d^3$.

Ist ferner die Schraubenbelastung in Rücksicht auf das Abdrehen und gutes Material gröfser, als Formel 2) angiebt, nämlich $P = 3\,s^2$ und $\mu = 0{,}25$ (wenn die Stirnflächen der Scheiben rauh belassen werden, was für die Reibung vorteilhaft ist), so erhält man, falls die Reibung am Hebelarm $\left(\frac{a}{2}\right)$ von der Wellenmitte angreift

$$3\,s^2 \cdot z \cdot \mu = \frac{0{,}36\, d^3}{\left(\frac{a}{2}\right)}.$$

So ergiebt sich z. B. für $d = 50$ mm, $\left(\frac{a}{2}\right) = 80$ mm, $s = \frac{5''}{8} = 15{,}87$ mm die Schraubenzahl

$$3 \cdot 15{,}87^2 \cdot z \cdot 0{,}25 = \frac{0{,}36 \,.\, 50^3}{80}$$

$$z = \sim 3 \text{ Schrauben.}$$

Die Tab. auf Taf. 64/65 giebt hierfür **4** Schrauben an.

Für gröfsere Wellendurchmesser erhält man nach obiger Formel mehr Schrauben, als die Tabelle angiebt, es wird aber gewöhnlich eine gerade Zahl gewählt, wenn auch hierdurch sich die Beanspruchung der Schrauben erhöhen sollte.

Neben der hervorgerufenen Reibung kann, wie oben bereits bemerkt, aber auch die Biegungsbeanspruchung zur Ermittelung der Schraubenzahl mafsgebend sein. Letzteres hauptsächlich, wenn die Kraftrichtung wechselt. Bei der Umkehr wird aber die zu übertragende Kraft nicht ganz, sondern höchstens zur Hälfte auf die Schrauben wirken, so dafs sich ergiebt

$$\frac{\frac{M_t}{2} \cdot \left(\frac{g}{2}\right)}{\left(\frac{a}{2}\right) \cdot z} = 0{,}1\, s^3 \,.\, k_b$$

oder

$$\frac{M_t . g}{2 . a . z} = 0{,}1\, s^3 . k_b.$$

Über die Bedeutung der Buchstaben g, a und s siehe Fig. 195, Taf. 64/65.

Durch die etwa eintretende Biegungsspannung der Schrauben werden aber die vorher durch Reibung gefundenen Resultate nicht übertroffen. Die Schraubenkupplungen eignen sich besonders für schwereren Betrieb und kann die Dimensionierung derselben nach der Tabelle auf Taf. 64/65 erfolgen.

d) Sellers-Kupplung.

Dieselbe (siehe Fig. 197, Taf. 64/65) besteht aus einem gufseisernen Hohlkörper, der aufsen cylindrisch, innen aber nach beiden Seiten kegelförmig hergestellt (gedreht) ist. In diesen Hohlkörper sind zwei Kegelstumpfe eingepafst, welche in ihrer ganzen Länge aufgeschlitzt sind und die genaue Bohrung der Welle haben. Die beiden Kegelstumpfe werden durch drei Schrauben einesteils auf die Welle, anderenteils auf den äufseren Hohlkörper geprefst und kuppeln durch die so hervorgerufene Reibung beide Wellen. Die Schraubenbolzen sind quadratisch und liegen parallel zur Wellenachse teilweise in den Kegelstumpfen und teilweise im äufseren Hohlkörper. Eine durchgehende Feder sichert schliefslich noch die Torsionsübertragung.

Die Sellers-Kupplung sichert eine solide, genau centrische Verbindung der Wellen und läfst sich leicht auseinandernehmen. Aufserdem ermöglicht sie die Verwendung von ungeteilten Rädern, Riemenscheiben u. s. w. Sie ist daher wohl die bei Transmissionen am meisten angewandte Kupplung. Zum Einblick für die in der Mitte zusammenstofsenden Wellenenden kann die Kupplung noch mit zwei Schaulöchern versehen sein.

2. Bewegliche Kupplungen.

Häufig macht es sich notwendig, dafs die gekuppelten Wellen sich in ihrer Längs- als auch Querrichtung verschieben können, oder dafs dieselben sich bei ihrer Verlängerung unter einem (stumpfen) Winkel schneiden.

Hiernach unterscheidet man längsbewegliche, querbewegliche und Kreuz- oder Gelenkkupplungen.

Eine geringe Längs- als auch Querbewegung der Wellen läfst die Sharpsche Kupplung (Fig. 198, Taf. 66/67) zu. Es greifen bei ihr die Klauen der einen Kupplungshälfte in die Vertiefungen der anderen mit Spielraum ein. Es kann auch das eine Wellenende in die Nabe der anderen Kupplungshälfte um 10 bis 15 mm übergreifen, wodurch aber die Querbeweglichkeit wegfällt.

Bezugseinheit ist

$$\delta = \frac{d}{3} + 10.$$

Fig. 199, Taf. 66/67 zeigt eine Ausdehnungskupplung nach den Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

Dieselbe läfst eine Längsverschiebung der Wellen zu und wird angewendet bei langen Wellenleitungen, die sich durch den Temperaturwechsel ausdehnen.

Die Einschaltung einer Ausdehnungskupplung wird unbedingt notwendig bei langen Wellenleitungen, deren Enden durch Lagerung u. s. w. sich nicht verschieben können. Damit die Wellenmitten immer genau centriert sind, greift das Wellenende in die Nabe der anderen Kupplungshälfte ein.

Die Ausdehnungskupplungen sind in der Mitte des Wellenstranges anzuordnen und ist dafür zu sorgen, dafs auf jeder Seite der Kupplung ein Lager angebracht wird.

Eine nachgiebige, isolierende Bandkupplung ist die von Zodel-Voith (D. R.-P.), Fig. 200, Taf. 66/67.

Selbst bei genau geradlinig montierter Transmission wird durch ungleiche Ausnutzung verschieden belasteter Lager u. s. w. diese genaue Lage nach einiger Zeit nicht mehr vorhanden sein. Besonders fühlbar ist dies bei direkter Kupplung schwerer, stark belasteter Wellen, wenn z. B. eine Dynamomaschine an die Dampfmaschine oder Turbine angeschlossen ist. Hier sollte jede der beiden Wellen unabhängig von der anderen in ihren Lagern liegen und der natürlichen Abnutzung derselben folgen können, sonst tritt leicht Warmlaufen und dergleichen ein.

Bei Dynamomaschinen wird unter Umständen aufser der Nachgiebigkeit von einer solchen Kupplung auch verlangt, dafs sie elektrisch isolierend sei, und so entstanden Konstruktionen verschiedenster Art, welche unter Anwendung eines elastischen, isolierenden Materials, Kautschuk, Leder oder dergleichen, die Bewegungsübertragung von der einen zur anderen Kupplungshälfte bewerkstelligen.

Bei der Bandkupplung, Patent Zodel-Voith, geschieht die Übertragung durch einen Leder- oder Baumwollriemen, welcher eventuell auch leicht zu ersetzen ist. (Kautschukschlingen sind nicht zu empfehlen, da Kautschuk mit der Zeit brüchig wird und deshalb auch nicht auf Lager gehalten werden kann. Dasselbe gilt von den Gummiringen der früher im Gebrauch gewesenen Raffard-Kupplung. Letztere wird wegen dieser Unzuträglichkeiten auch nicht mehr verwendet.)

Wie Fig. 200, Taf. 66/67, zeigt, tragen die Wellenenden fest aufgekeilte Scheiben, deren Ränder,

cylindrisch geformt, mit entsprechendem Spielraum konzentrisch ineinander angeordnet sind. Diese Ränder haben je gleichviel Schlitze mit wulstartigen Kanten, ein Riemen schlingt sich, lose angezogen, nahtartig durch diese Schlitze und überträgt die Kraft von einer Kupplungshälfte zur anderen. Um den Verschleifs des Lederriemens möglichst klein zu halten, ist aber eine genaue Einstellung der Kupplung bei der Montage erforderlich.

Die äufsere Kupplungshälfte ist so geteilt, dafs nach Lösen der Schrauben, mit welchen der äufsere Schlitzring an seinen Nabenboden befestigt ist, jede Welle für sich frei gedreht und ohne achsiale Verschiebung aus ihren Lagern gehoben werden kann.

Die gangbaren Gröfsen der Kupplung sind in der Tabelle auf der Rückseite der Taf. 66/67 verzeichnet, doch fertigt die Firma für jede gewünschte Kraftübertragung auch gröfsere Kupplungen.

Bei Auswahl einer Kupplung ist für die gegebenen Verhältnisse $\frac{N}{n}$ auszurechnen und dann die Nummer mit der zunächst liegenden, gröfseren Übertragungsfähigkeit zu nehmen. Sollen z. B. 330 Pferdestärken bei 400 Umdrehungen übertragen werden, so folgt $\frac{N}{n} = \frac{330}{400} = 0{,}825$, also ist Kupplung Gröfse 8, welche $\frac{N}{n} = 1{,}12$ hat, zu wählen.

Zwischen den Wellenenden ist der Spielraum s (siehe Tabelle) zu lassen, damit die Kupplung freibeweglich auch in der Achsrichtung bleibt.

Die Bandkupplung eignet sich zur Verbindung der Wellenenden jeder Art, jedoch ist zu ihrer Wahl Voraussetzung, dafs das zu übertragende Drehmoment ein gleichmäfsig wirkendes sei.

Fig. 201, Taf. 66/67 zeigt eine **ausrückbare Bandkupplung** von derselben Firma. Dieselbe kann in derselben Weise wie jede gewöhnliche Klauenkupplung aus- und eingerückt werden und besitzt dabei dieselben elastischen, isolierenden Eigenschaften, wie die vorstehend beschriebene, nicht ausrückbare Bandkupplung. Die Aus- und Einrückung darf nur bei Stillstand erfolgen.

Fig. 202, Taf. 66/67 zeigt eine **Bandkupplung für wechselnde Drehrichtung.**

Dieselbe besteht aus zwei kombinierten Kupplungen, die eine für Rechtslauf, die andere für Linkslauf eingerichtet. Die Kupplungsriemen können leicht nachgespannt werden, so dafs toter Gang ausgeschlossen ist, und es eignet sich deshalb diese Kupplung besonders für Antriebe durch umsteuerbare Motoren.

Die Bandkupplungen werden mit Vorliebe von den Elektricitäts-Gesellschaften verwendet, und setzt z. B. die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft die äufsere Kupplungshälfte auf die Motor- oder Dynamowelle, also auf die „A. E. G.“-Welle und die innere Hälfte auf die fremde Welle.

In allen Fällen, in denen die Umdrehungszahlen der Welle des Motors und der anzutreibenden Maschine nicht übereinstimmen, ist eine direkte Kupplung unmöglich und erfolgt dann der Antrieb zweckmäfsig durch Zahnräder, Schneckenradübersetzung, Riemen oder Friktionsräder [1]).

Schneiden sich die beiden Wellen unter einem Winkel α, welcher die Anwendung einer der oben besprochenen Kupplungen nicht gestattet, so greift man zur **Kreuzgelenkkupplung** (Universalgelenk, auch **Hookscher Schlüssel** oder **Cardansches Gelenk** genannt). Dieselbe ist innerhalb gewisser Grenzen beweglich, doch ist bei nicht gestrecktem Winkel der beiden Wellenachsen die Bewegungsübertragung ungleichförmig, d. h. wenn die eine (treibende) Welle sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit dreht, so ist die Drehbewegung der anderen (getriebenen) abwechselnd schneller und langsamer, s. Fig. 103.

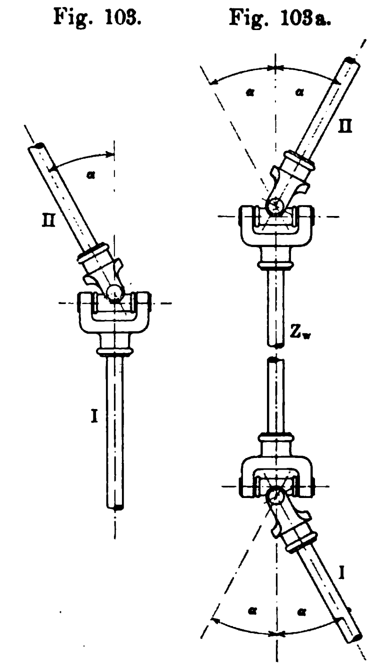


Fig. 103. Fig. 103a.

Ist der Drehwinkel der treibenden Welle w_t und derjenige der getriebenen Welle w_g, so besteht die Beziehung

$$\frac{tg\,w_g}{tg\,w_t} = \cos\alpha \quad . \quad 90)$$

Bei $\alpha < 20^0$ ist die Ungleichförmigkeit aber sehr unbedeutend.

Eine gleichförmige Bewegungsübertragung kann man erzielen, wenn man nach Fig. 103a konstruiert. Man hat zu diesem Zwecke eine Zwischenwelle Z_w einzuschalten und braucht aufserdem ein Gelenk mehr. Hierbei ist jedoch Bedingung, dafs die Winkel α der Wellen I und II mit Z_w gleich und dafs die beiden Gelenke in ein und demselben Sinne angeordnet sind.

Eine Kreuzgelenkkupplung soliderer Konstruktion, als die in den Skizzen der Textfiguren 103 und 103a wiedergegebene, zeigt Fig. 203, Tafel 68/69. Auf der Rückseite derselben Tafel ist aufserdem Cliché nebst Tabelle einer Gelenkkupplung für Wellen, deren Richtung nach zwei Ebenen verschieden ist, zu ersehen.

[1]) Über Vergleich zwischen elektrischen und mechanischen Übertragungen siehe bei Riemen-, Seil- und Kettenscheiben.

Beide Kupplungen zeigen Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

3. Ausrückkupplungen.

Dieselben finden Anwendung zum Aus- und Einrücken bei Transmissionen oder bei gewissen Teilen von Maschinen, die ab und zu aufser Betrieb zu setzen sind. Man zergliedert hierbei:

Zahn- (Klauen-) Kupplungen und Reibungs- (Friktions-) Kupplungen.

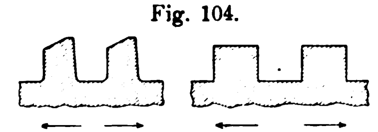
Eine ausrückbare Bandkupplung (Patent Zodel-Voith) wurde früher bereits besprochen.

a) Zahnkupplungen.

Fig. 204, Tafel 68/69 zeigt die einfachste Konstruktion einer Zahnkupplung. Die mit Zähnen versehene linke Muffe ist festgekeilt auf der Welle, während die ähnliche rechte Muffe achsial verschiebbar ist und beim Einrücken die Drehbewegung durch zwei Federn überträgt. Aufserdem ist die rechte Muffe noch zum Einlegen eines Ausrückhebels mit einer Nute versehen.

Die Zahnform kann so gewählt werden, dafs die Übertragung nur nach einer Richtung stattfindet, man kann aber auch Übertragung nach beiden Richtungen erreichen, wenn man den Zähnen die Form der Fig. 104 giebt.

Fig. 104.



Die Zahl der Zähne wird verschieden gewählt, häufig 4 oder 6, doch finden sich bei den Kupplungen für Spinnmaschinen weit mehr Zähne, damit das Ein- und Ausrücken möglichst schnell ausgeführt werden kann. Letzteres geschieht in der Regel während des Stillstandes der Transmission. Ein Ein- und Ausrücken während des Betriebes kann aber bei kleineren Kräften und nicht zu hohen Tourenzahlen auch geschehen; die oben bezeichnete Zahnkupplung läfst solches ebenfalls zu und wird namentlich für leichtere Betriebe verwendet.

Bei der Hildebrandtschen Zahnkupplung, Fig. 205, Tafel 68/69, geschieht das Verschieben der einen Kupplungshälfte nicht auf der Welle, sondern es sind hier die Kupplungshälften K_1 und K_2 fest auf die Wellenenden gekeilt, während das Kuppeln durch Verschiebung der Muffe M bewirkt wird. Zu dem Zweck greifen die Klauen Z dieser Muffe in die Lücken der Kupplungsteile K_1 und K_2 ein.

Das Einrücken kann auch hier nur bei stillstehendem Betriebe oder allenfalls bei ganz geringen Umdrehungszahlen vollzogen, es kann aber während des Betriebes ausgerückt werden.

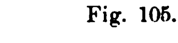
Beide, Zahn- und Hildebrandtsche Kupplung, zeigen wieder Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

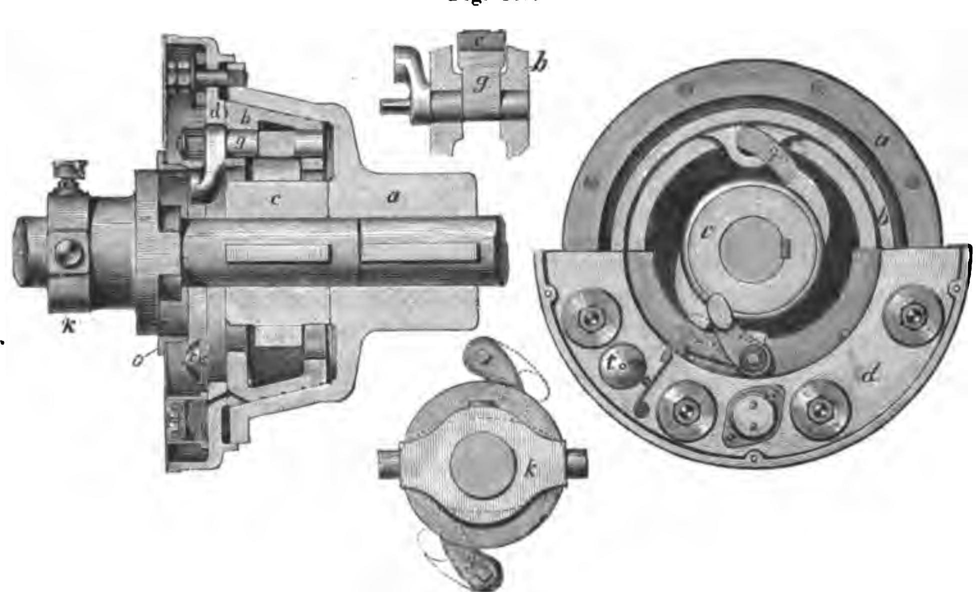
b) Reibungskupplungen.

Will man während der Bewegung einrücken, so mufs eine allmähliche Mitnahme erfolgen. Letzteres wird vermittelst der Reibung durchgeführt.

Eine lösbare Klinkenreibungskupplung, System Lohmann & Stolterfoht, Witten a. d. Ruhr (D. R.-P.) zeigt Fig. 105.

Fig. 105.





Während bei der Zahnkupplung das Ausrücken in achsialer Richtung geschieht, wird bei dieser dasselbe in radialer Richtung bewerkstelligt.

Auf der treibenden Welle ist der mit Zähnen versehene Körper *c*, auf der getriebenen Welle der mit Reibungsflächen ausgestattete Körper *a* aufgekeilt, *b* ist ein loser Reibungskegel, welcher bewegliche Klinken *g* trägt und durch den Druckring *d* mittelst Schrauben gegen *a* so stark angeprefst wird, dafs die zu übertragende Kraft bei guter Ölung der Reibungsflächen ohne Gleiten derselben gerade übertragen werden kann. Um die Kupplung auszurücken, wird die Ausrückhülse *k* durch den Ausrückhebel bis dicht an die Kupplung herangeschoben, und da die Hülse *k* mit excentrischen Anlaufflächen versehen ist, so werden die Klinken *g* selbstthätig ausgehoben. Zum Einrücken zieht man die Ausrückhülse *k* einfach mittels des Ausrückhebels aus der Kupplung heraus. Die Signalglocke *t* zeigt das Einrücken der Kupplung an[1]).

[1]) Die Firma führt die Kupplung der Fig. 105 nach folgender Tabelle aus.

Wellen-durchmesser	Pferdestärken bei 100 Touren pro Minute	Gröfster Durchmesser	Gröfste Länge der treibenden Seite der Kupplung	Gröfste Länge der getriebenen Seite	Ganze Länge der Kupplung	Ungefähres Gewicht	Stückpreis der Kupplungen	Zuschlagspreise für Laufring	Zuschlagspreise für Bremse	Stückpreis für Ein- und Ausrückhebel
mm		mm	mm	mm	mm	kg	Mk.	Mk.	Mk.	Mk.
40	1,5	290	225	70	295	35	130	10	43	20
40	3	310	245	80	325	45	145	10	48	20
40	4	340	275	80	355	55	165	10	55	20
50	6	390	300	95	395	70	200	10	65	20
60	8	410	340	110	450	95	250	10	80	25
70	15	470	380	135	515	130	310	15	105	30
80	23	505	425	155	580	175	400	20	135	35
90	35	580	465	160	625	240	510	25	170	45
100	50	625	505	175	680	305	635	30	210	55
110	70	700	545	190	735	400	775	35	260	65
120	100	745	585	205	790	500	950	40	320	70
130	130	790	625	205	830	600	1150	45	385	80
140	160	850	665	230	895	750	1350	50	450	90
150	200	900	705	250	955	890	1550	50	520	100
175	300	1040	780	300	1080	1400	2300	70	700	120
200	450	1200	900	350	1250	1950	3200	95	850	150

Die Kraftübertragung steht annähernd im direkten Verhältnis zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen reichlich halb so grofs, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so grofs, als in der Tabelle angegeben. Für die richtige Wahl der Kupplung ist wichtiger die Häufigkeit der Benutzung und die Gröfse der eingerückten Massen als die im Mittel zu überragenden Pferdekräfte.

Die Kupplung zeichnet sich besonders durch leichtes Aus- und Einrücken aus, das in längstens einer halben Wellenumdrehung erreicht wird und aus jeder Entfernung mittels Drahtzuges oder elektrischer Leitung geschehen kann. Hierdurch dürfte diese Kupplung zur Verhütung von Unglücksfällen noch vorteilhaft geeignet sein.

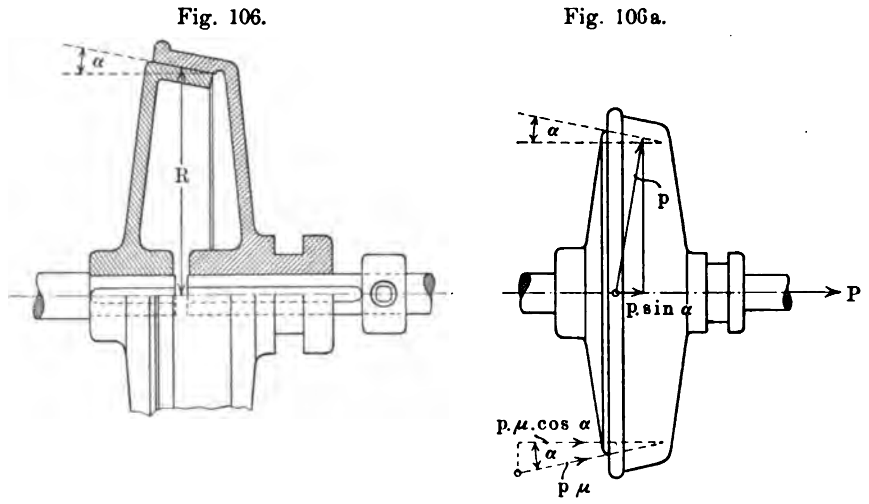


Fig. 106. Fig. 106a.

Eine weitere Konstruktion über eine **lösbare Reibungskupplung** von derselben Firma zeigt Fig. 206, Taf. 68/69.

Der auf der einen Welle sitzende Reibungskörper *c* wird von den beiden Backen *b* lose umschlossen. Die Backen *b* sind mittels Zugstangen *f* (siehe auch das Cliché auf der Rückseite der Tafel) an die mit der anderen Welle fest verbundene Mitnehmerscheibe *a* aufgehängt.

Unter sich sind die Backen *b* durch Schraubenspindeln *h* mit Rechts- und Linksgewinde verbunden, welche mit den Hebeln *h* aus einem Stück bestehen. An diese Hebel *h* fassen die Schubstangen *e*, welche wieder mit der lose auf der Welle verschiebbaren Ausrückhülse *k* in Verbindung stehen.

Der Schlufs der Kupplung erfolgt durch Verschieben der Ausrückhülse bis dicht an die Mitnehmerscheibe *a*. Durch die hierdurch bedingte Drehung der Schraubenspindeln werden die Backen *b* an *c* herangezogen, und die hierdurch erzielte Reibung bewirkt ein allmähliches, sicheres Mitnehmen der getriebenen Welle.

Auch diese Kupplung erfordert zur Ein- und Ausrückung verhältnismäfsig geringe Kraft, und erfolgt das Mitnehmen der zu treibenden Welle ohne Stofs.

Die Konstruktion der Fig. 106 zeigt eine Reibungskupplung — Kegelreibungskupplung — früherer Ausführung[1]).

Die Anpressung geschieht bei derselben achsial. Hierbei tritt aber durch die Reibung ein bedeutender

[1]) Fig 106 und 106a nach A. Pohlhausen, Maschinenelemente, Verlag der Polytechnischen Buchhdl., Mittweida.

Arbeitsverlust ein, weshalb die Anpressungskraft grofs ausfällt, was recht unvorteilhaft ist[1]).

Es mufs bei diesen Kupplungen die erzeugte Reibung

$$F.p.\mu = \frac{M}{R} = \frac{\text{Widerstandsmoment}}{\text{mittleren Radius}}$$

sein. $\left(P = \frac{M}{R}.\right)$

Hierbei ist:

F = Berührungsfläche,

p = Druck, mit welchem diese Flächen senkrecht aufeinander geprefst werden (Flächendruck),

μ = Reibungskoefficient.

Aus obiger Formel folgt:

$$p = \frac{M}{F.R.\mu} \quad \ldots\ldots \quad 91)$$

Zum Anpressen der Kraft $F.p$ ist in der Achsrichtung (s. Fig. 106 a) ein Druck

$$F.p.\sin\alpha = \frac{F.M.\sin\alpha}{F.R.\mu} = \frac{M}{R.\mu}\cdot\sin\alpha \quad .\ . \quad 92)$$

erforderlich.

Der Anpressungskraft entgegen wirkt die Reibung $F.p.\mu$; diese mufs also mit überwunden werden. Die Komponente in der Achsrichtung für $p.\mu$ ist (s. Fig. 106a) $p.\mu\cos\alpha$.

Setzt man dies in obige Formel ein, so ergiebt sich für die Reibung:

$$F.p.\mu.\cos\alpha = \frac{F.M.\mu}{F.R.\mu}\cdot\cos\alpha = \frac{M}{R}\cdot\cos\alpha \quad .\ . \quad 93)$$

Demnach ist insgesamt eine achsiale Kraft erforderlich:

$$P = \frac{M}{R.\mu}\cdot\sin\alpha + \frac{M}{R}\cdot\cos\alpha$$

oder

$$P = \frac{M}{R}\left(\frac{\sin\alpha}{\mu} + \cos\alpha\right) \quad \ldots\ldots \quad 94)$$

Setzt man für $M = 716\,200\,\frac{N}{n}$ ein, so erhält man für die achsiale Anpressungskraft:

$$P = \frac{716200\,N}{R.n}\left(\frac{\sin\alpha}{\mu} + \cos\alpha\right) \quad .\ .\ . \quad 94\text{a})$$

Damit P möglichst klein wird, wähle man R zwischen $3d$ und $6d$, wobei d der Durchmesser der getriebenen Welle ist. α sei 10° bis 15°, damit das Lösen der Kegelflächen günstig vor sich geht.

μ kann für Gufseisen auf Gufseisen 0,12÷0,15 genommen werden.

Wäre zum Beispiel der Wellendurchmesser d = **50 mm** und n = **50** Touren, so ergeben sich die übertragbaren Pferdekräfte nach Gleichung 86)

$$d = 120\sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

$$50 = 120\sqrt[4]{\frac{N}{50}}$$

$N = \sim$ **1,5** Pferdestärken.

Das Moment folgt demnach

$$P.R = M = 716\,200\,\frac{1,5}{50} = 21\,480\,\text{mmkg}.$$

Mit $R = 5d = 5.50$ = **250 mm**, α = **10°** und μ = **0,15** ergiebt sich also eine achsiale Anpressungskraft

$$P = \frac{716\,200.1,5}{250.50}\left(\frac{\sin 10^\circ}{0,15} + \cos 10^\circ\right) = \sim \mathbf{184\ kg}.$$

Durch diese erhebliche Anpressungskraft mufs schliefslich auch eine gröfsere Abnutzung der Berührungsflächen eintreten.

Den erwähnten Übelständen der Kegelreibungskupplung begegnet man durch Konstruktionen, bei welchen die berührenden Flächen radial gegeneinander geprefst werden. Durch radiale Anpressung wird die Welle nicht einseitig belastet, da die Anpressung durch die stets diametral gegenüber angebrachten Gleitklötze sich aufhebt. Nur das Ein- und Ausrücken der Kupplung bedingt hier eine achsiale Kraft, im eingerückten Zustande ist diese Kraft Null oder doch sehr klein.

Solche Kupplungen werden jetzt allgemein ausgeführt. Zu den Konstruktionen dieser Art gehört die Dohmen-Leblancsche Kupplung, Fig. 207, Taf. 68/69, nach Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau[2]).

[1]) Über solche und ähnliche Reibungskupplungen ist Ausführlicheres von Ernst berichtet worden. Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 482 u. s. w.

[2]) Die genannte Firma liefert diese Kupplung in folgenden Dimensionen:

Bohrung d in mm . . .	40	45	50	55÷60	65÷70	75÷85	90	95÷105	110÷115	120÷130	140÷150
Äufserer Durchmesser in mm	350	400	450	550	660	670	880	1040	1290	1490	1700
Nabenlänge A	70	75	80	90	125÷135	150	165	195	200	230	260
Nabenlänge B plus dem erforderlichen Wellenende für die Verschiebung d. Ausrückmuffe	160	185	210	235	290÷305	315	350	425	458	520	585
Ungefähres Gewicht in kg	34	48	68	80÷90	135÷200	210÷230	310	480÷520	670÷700	1000÷1100	1550÷1600

Auf der getriebenen Welle O sitzt die Muffe Mu auf Federn verschiebbar, während die Scheibe A auf der treibenden Welle M durch Keile befestigt ist. Durch Verschieben der Muffe Mu nach links wird die Kupplung eingerückt, indem die vier federnden, stählernen Druckstangen E die vier Gleitklötze D gegen die Fläche der Scheibe A geprefst werden. Die federnden Druckstangen E sind so anzuordnen, dafs im eingerückten Zustande der untere Mittelpunkt derselben über die Mittelebene beider Druckpunkte hinausgeschoben ist, wodurch ein selbstthätiges Lösen der Kupplung verhindert und der Einrückhebel entlastet wird. Die Gleitklötze D zeigen nach Figur geriffelte Reibflächen. Für kleinere Übertragungskräfte (bei Wellen unter 75 mm Durchmesser) wird der äufsere Umfang derselben jedoch glatt, also cylindrisch, ausgeführt. (Bei glattem Umfang erhöht sich natürlich der Anpressungsdruck bedeutend.)

Sitzt die verschiebbare Muffe Mu auf einer (auch bei ausgerückter Kupplung) drehenden Welle, so werden die Gleitklötze durch Gegengewichte S ausbalanciert. Hierdurch wird die Fliehkraft der Gleitklötze aufgehoben und ein Selbsteinrücken der Kupplung verhindert. Sind die Umdrehungszahlen gering, so wird die Fliehkraft bedeutungslos und braucht dann eine in Frage seiende Anordnung keine Gegengewichte.

Die Kupplung kann auch z. B. mit einer Riemenscheibe und einer sich fortwährend drehenden Welle verbunden werden, wobei die Gleitklötze dann gegen den Rand der betreffenden Scheibe geprefst werden.

Bei gröfseren Kupplungen der Dohmen-Leblancschen Art fällt die zum Anpressen notwendige Achsialkraft recht bedeutend aus, und erfolgt dann die Einrückung vermittelst Schraube und Handrad (siehe solche Anordnungen Taf. 72/73 und folgende).

Eine Reibungskupplung nach den Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach, zeigt Fig. 208, Taf. 70/71. (D. R. G. M.)

Die Kupplung besteht aus folgenden Hauptteilen: dem Gehäuse A (siehe Cliché auf der Rückseite der Taf. 70/71), dem Kreuz B, dem Ausrückmuff C, den Gleitbacken D und den die beiden letzteren Teile verbindenden federnden Gestängen E.

Die Federkraft der Gestänge wird durch eine Spiralfeder, welche sich in gespanntem Zustande in einem Gehäuse befindet, hervorgebracht und kann durch Stellung des Federgehäuses leicht auf den gewünschten Flächendruck der Gleitbacken gebracht werden; ein Verdrängen der Wellenenden kann nicht stattfinden, da sich die Kräfte gegenseitig aufheben.

Die Gleitbacken sind mit Holz ausgefüttert, wodurch ein leichtes, geräuschloses Einrücken der Kupplung ermöglicht wird

Das Gehäuse A ist mit centrischen Nuten versehen zur Aufnahme der am Ausrückmuff C befindlichen Stahlstifte, welche, nachdem die Federgestänge den höchsten (toten) Punkt überwunden haben, in die Nuten des Gehäuses A treten und die Gleitbacken entlasten. Dadurch wird der Verschleifs der Gleitbacken wesentlich reduziert und mit Sicherheit das Kuppeln bewerkstelligt.

Zur Ausgleichung der Gleitbacken sind Gegengewichte F angebracht; dieses ist besonders dann von grofsem Vorteil, wenn das Kreuz B auf der treibenden Welle sitzt, weil dadurch ein Herausschleudern der Gleitbacken verhindert wird.

Gegen das Eindringen von Staub und Schmutz wird die Kupplung mit einem Schutzblech versehen.

Die Hillsche Kupplung, Fig. 209, Taf. 70/71, nach Konstruktion des Eisenwerks Wülfel vor Hannover (D. R.-P.) hat das Eigentümliche, dafs bei ihr gleichzeitig je zwei Klemmbacken mit gleich grofsem Druck gegen den inneren und äufseren Umfang des Mitnehmerringes geprefst werden. Die Kupplung wird dadurch von radial wirkenden Kräften ganz entlastet, und ferner wird bei halb so grofsem Anpressungsdruck, wie bei den anderen Kupplungen, eine gleich grofse Reibung, wie bei diesen, erzielt. Deshalb wird die Kupplung leichter und damit billiger. Die Klemmbacken der Kupplung sind mit Holz gefüttert, welche sich eventuell leicht ersetzen lassen. Die Kupplung ist deshalb in Betrieben, in denen viel Staub entsteht, z. B. in Cementmühlen, mit Vorteil anwendbar.

Zwecks Nachstellung der abgenutzten Holzfutter ist die Kupplung mit einer von aufsen leicht zugänglichen Nachstellvorrichtung versehen. Damit die Backen dauernd und unabhängig von einer etwaigen Abnutzung mit genau gleich grofsem Drucke von innen und aufsen gegen den Ring geprefst werden, mufs die zum Anpressen dienende Vorrichtung ihren Stützpunkt in der einen Backe haben, so dafs die andere Backe den Gegendruck jener erhält.

Dies wird dadurch erzielt, dafs der zum Ein- und Ausrücken dienende Hebel E (Fig. 107 bis 107c) um einen in der äufseren Backe B gelagerten Bolzen O sich dreht und beim Bewegen nach links — Einrücken — mit der um N drehbaren Rolle J an den Cylinder P der inneren Backe C drückt und somit beide Backen mit gleich grofsem Drucke gegeneinander prefst. Beim Bewegen des Hebels nach rechts — Ausrücken — entfernt sich die Rolle von dem Cylinder, und die Backen werden durch eine Spiralfeder U voneinander entfernt.

Die Backen sind durch einen um den Bolzen M drehbaren Lenker D miteinander verbunden, wodurch eine vollständige Ausgleichung der Fliehkräfte, wie

Fig. 107.

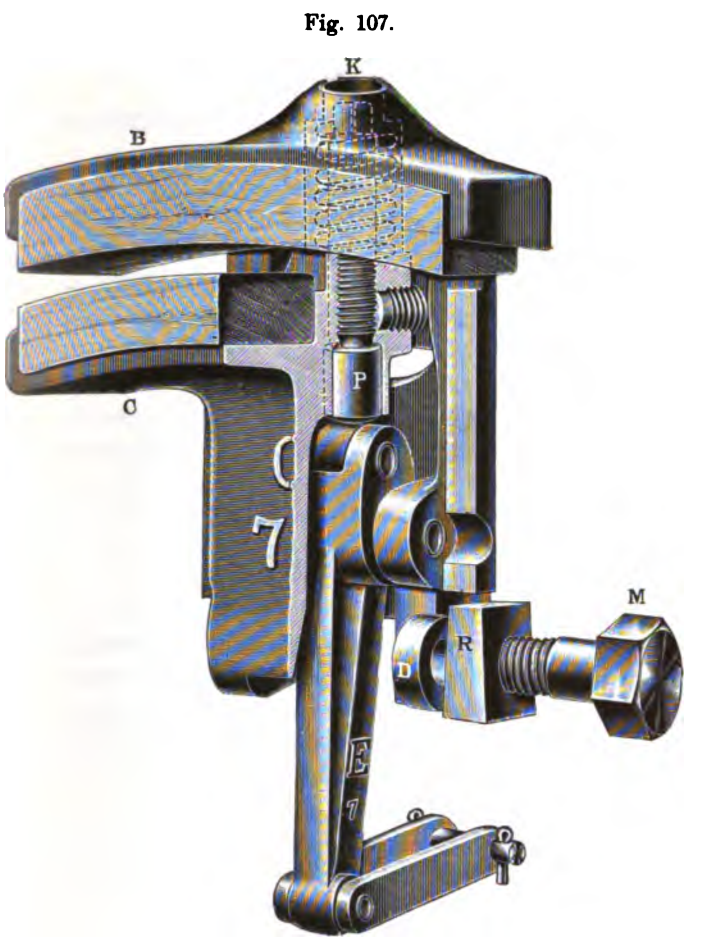


Fig. 107 a.

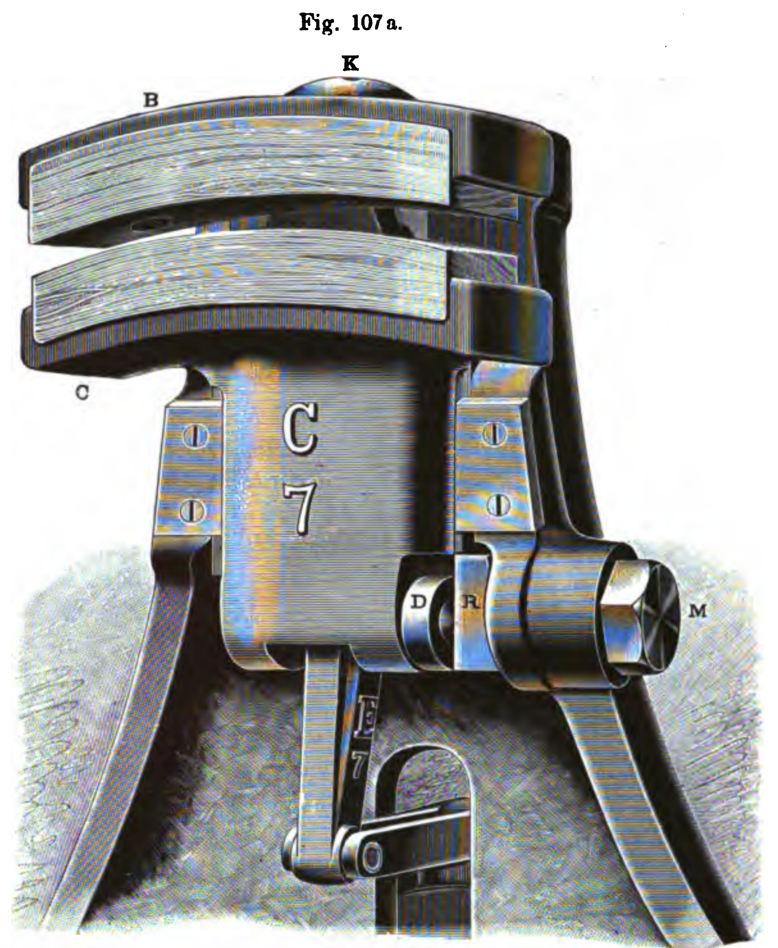


Fig. 107 b.

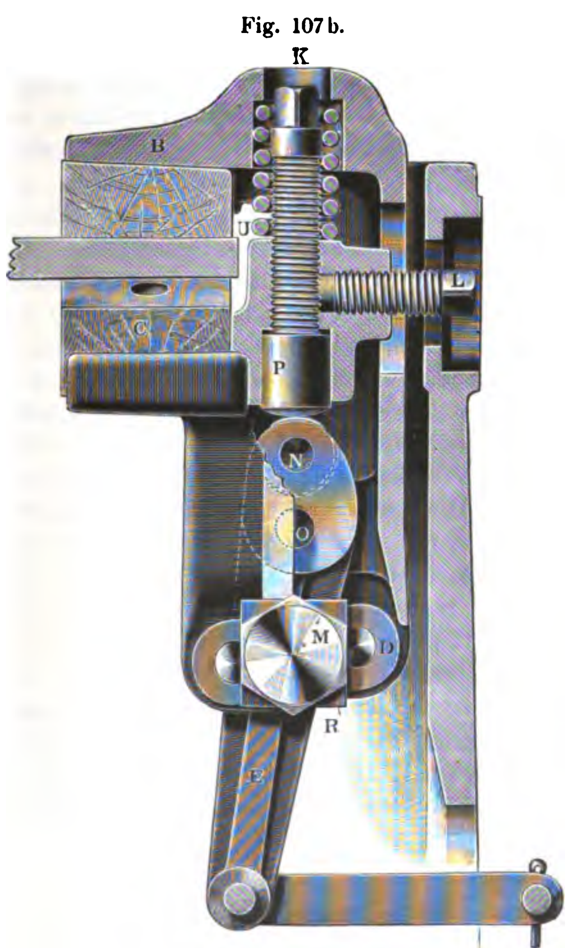
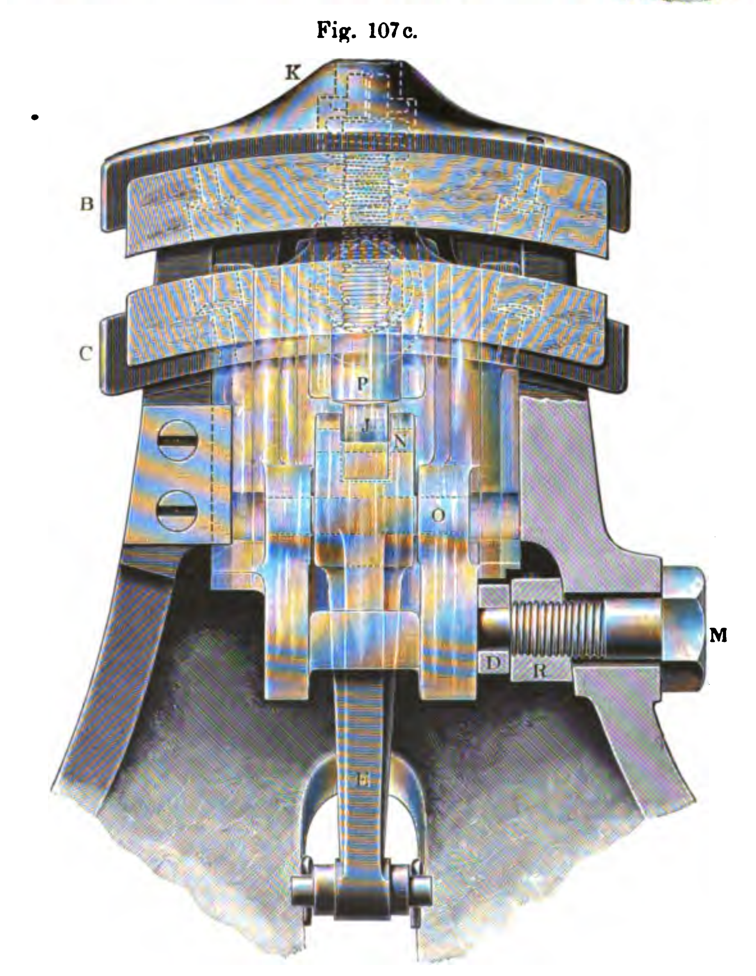


Fig. 107 c.



ein gleichmäfsiges Entfernen der Backen von den Reibungsflächen des Ringes im ausgerückten Zustande erzielt wird.

Die Lage des Bolzens *M* mufs sich natürlich genau nach der Stellung der Backen im eingerückten Zustande der Kupplung richten; um dies vollständig unabhängig von der Ausführung und von einer etwa ungleich auftretenden Abnutzung der Backen zu erzielen, ist die Schraube *M* verstellbar angeordnet und wird erst nach Einstellen der Kupplung im eingerückten Zustande festgeklemmt. Die zum Festklemmen der Schraube *M* dienende Mutter *R* hat eine schräge Anlagefläche, so dafs die nach aufsen wirkende Fliehkraft der Backen die Schraube niemals lockern, sondern im Gegenteil nur fester anziehen kann.

Zum Ein- und Nachstellen der Kupplung dient die Schraube *K*, welche, wenn tiefer eingeschraubt, den Cylinder *P* näher an die Rolle *J* bringt, so dafs ein stärkeres Anpressen der Backen erfolgt. Zur Sicherung gegen Lockerung dieser Schraube dient die Stellschraube *L*.

Je nach der Gröfse der Kupplung werden 2, 3, 4 und 6 Backenpaare verwendet.

Der zur Aufnahme derselben dienende Teil der Kupplung hat eine der Anzahl der Backenpaare entsprechende Anzahl freistehender Arme. Dieser Teil der Kupplung, mit Muffe und Schleifring, wird das Kreuz genannt.

Für die Montage ist zu beachten, dafs die Muffe im eingerückten Zustande unter allen Umständen an dem Anschlage an den Armen des Kreuzes anliegen mufs, weil sonst sehr rasche Abnutzung oder Warmlaufen des Schleifringes eintritt. Der Ausrückhebel soll im eingerückten Zustande senkrecht zur Wellenachse stehen.

Die Verbindung der Hill-Kupplung mit einer Riemenscheibe zeigt das Cliché auf der Rückseite der Tafel 70/71.

Diese Anordnung empfiehlt sich für Fälle, in denen die Ausrückung zwar beliebig oft, aber stets nur auf kürzere Zeit erfolgt.

Zu den Ausrückkupplungen zählen noch die Motorenkupplungen.

Solche finden Anwendung bei einer Transmission, welche durch zwei Motoren gleichzeitig oder einmal von einem, das andere Mal von dem anderen Motor zu betreiben ist. Anordnungen dieser Art findet man beispielsweise bei Turbinen- und Wasserradanlagen, bei denen neben diesen als Hauptmotoren zur Unterstützung noch eine Dampfmaschine aufgestellt ist. Hierbei wird die Anbringung einer Motorenkupplung erforderlich, indem dieselbe das Mitschleppen des einen Motors mit dem anderen verhindert und je nach der notwendigen Arbeitsleistung ein selbstthätiges Ein- und Auskuppeln des einen oder anderen Motors gestattet.

Nach Einbau der Kupplung wird ein gleichmäfsiger Betrieb erzielt.

Die bekannteste Konstruktion einer solchen Kupplung ist die von Uhlhorn, Fig. 210, Taf. 70/71.

Das Gehäuse 1 der Kupplung sitzt auf dem Wellenende des Hauptmotors (der eigentlichen Wellenleitung), die Scheibe 2 auf der Welle des Nebenmotors. Letztere ist mit zwei Sperrklinken 4 versehen, welche sich ganz in die Lücken der Scheibe 2 einlegen können, wenn das auf das andere Wellenende gekeilte Gehäuse 1 gegen die Scheibe voreilt (die Drehung bei der Zeichnung ist entgegengesetzt wie beim Uhrenzeiger gedacht). Letzteres tritt ein, wenn der Nebenmotor still steht oder eine geringere Geschwindigkeit als der Hauptmotor besitzt. Erst bei zunehmender Geschwindigkeit des Nebenmotors wird die Scheibe 2 gegen das Gehäuse 1 voreilen und die Kupplung eingerückt, da dann die Sperrklinken 4 durch einwirkende Federn hervorgehoben werden und sich gegen die Knaggen des Gehäuses 1 legen, wodurch nun die Leistung des Nebenmotors auf die des Hauptmotors übertragen wird.

Fig. 211, Taf. 70/71 zeigt die Motorenkupplung der Maschinenfabrik Lohmann und Stolterfoht, Witten an der Ruhr (s. auch das Cliché nebst Tabelle auf der Rückseite der Tafel 70/71).

Auf der Antriebswelle des Hauptmotors ist der mit vier grofsen Zähnen und vier kleinen Nebenzähnen versehene Stahlkörper *c*, auf der Welle des Hilfsmotors das Gehäuse *a* festgekeilt. Die in dem Gehäuse *a* gelagerten Klinken *g* werden durch die darauf sitzenden Federn nach aufsen gehalten und sind mittels der Hebel *f* an dem lose auf der Welle sitzenden Ring *m* angeschlossen. An *m* ist eine kleine Sperrklinke drehbar gelagert, welche so lange über die kleinen Nebenzähne von *c* gleitet, als *c* schneller läuft wie *a*. Sobald jedoch die Kraftentnahme so wächst, dafs *c* anfängt langsamer zu laufen, so kommt, da *a* vom Hilfsmotor eine konstante Geschwindigkeit beibehält, die kleine Klinke *k* mit dem Nebenzahn von *c* in Eingriff. Hierdurch wird der Ring *m* auf der Welle gedreht, und die Klinken *g* werden mittels der Stangen *f* nach innen gezogen. Von diesem Moment an ist die Verbindung hergestellt, der Hilfsmotor wirkt mittels der Klinken *g* treibend auf *c* und unterstützt den Hauptmotor so lange, bis die Geschwindigkeit von *c* wieder im Zunehmen begriffen ist, wodurch sich die Kupplung wieder selbstthätig löst. Bei jeder Kraftschwankung beginnt das Spiel von neuem. Der Hilfsmotor kann während des Betriebes ohne Störung in und aufser Betrieb gesetzt werden. Wird der Hilfs-

motor voraussichtlich für längere Zeit unbenutzt bleiben, so kann durch einfaches Drehen des Stiftes p (s. Cliché) die kleine Klinke dauernd aufser Funktion gesetzt werden, wodurch jede Verbindung beider Motoren aufgehoben ist.

Ist es vorteilhafter, die Kupplung mit einer Hauptantriebscheibe zu verbinden, so wird die Nabe des Gehäuses a entsprechend verlängert und die betreffende Scheibe hier aufgekeilt.

Die vorliegende Kupplung hat eine gewisse Winkelbeweglichkeit zum Vorteil. Die leichte Ein- und Ausrückbarkeit gestattet dieselbe auch vermittelst Seil u. dergl. aus gröfserer Entfernung, damit dient diese Kupplung gleichzeitig noch als Schutzmittel gegen Unfälle.

Die Konstruktion einer Kupplung wird mit Hilfe der auf den Tafeln angegebenen Verhältniszahlen (welche empirisch sind) oder, wenn solche nicht vorhanden, mit Hilfe der Tabellen auf den Rückseiten der Tafeln durchgeführt. Hierbei gewähren gleichzeitig die den Zeichnungen eingetragenen Mafse den besten Anhalt für andere Ausführungen.

Schliefslich sind auch hier, wie vorher bei den Lagern, zu den Tabellen die Clichés gedruckt, welche zum besseren Verständnis der Zeichnungen ganz wesentlich beitragen.

Das Ein- und Ausrücken der oben beschriebenen Kupplungen geschieht, wie bereits gesagt, vermittelst Ausrückhebel. Diese greifen in die ringförmige Nut der Kupplungen ein. Für den Anschlag der ausgerückten Kupplungshälfte kann auf der Welle ein Bund oder Stellring angebracht werden.

Fig. 212, Taf. 72/73 zeigt den die Kupplung umgreifenden Teil eines Ausrückhebels, bei welchem die beiden Gleitstücke in der ringförmigen Nut der Kupplung liegen.

Stellt man die Gabelenden oval her und läfst diese direkt in die Nut der Kupplung eingreifen, so kommen die Gleitstücke in Wegfall. Letztere Ausführung ist aber wegen der Abschleifung der Gabelenden weniger empfehlenswert. Besser ist, die ringförmige Nut der Kupplung sich in einem (zweiteiligen) schmiedeeisernen Ringe (Schleifringe) drehen zu lassen, dessen beiderseitig angebrachte Zapfen in den länglichen Augen der Gabel ihre Führung erhalten.

Der Ausschlagwinkel des Hebels darf nicht zu grofs ausfallen, und ist dem Hebel hierfür ein entsprechend langer Hebelarm zu geben. Der Drehpunkt des Hebels liege so, dafs die Mittellinie desselben senkrecht zur Wellenachse steht, wenn die Kupplungshälfte um den halben achsialen Schub ausgerückt ist.

Fig. 213, Taf. 72/73 zeigt die Ausführung einer Ausrückvorrichtung der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Dessau.

Die übrigen Figuren auf den Tafeln 72/77 zeigen Ausrückvorrichtungen nach Ausführung der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

Beispiel.

Es ist die Ausrückvorrichtung einer Reibungskupplung (Dohmen-Leblancsche Kupplung) nach Fig. 213, Taf. 72/73 zu berechnen.

Über Bestimmung der erforderlichen achsialen Anpressungskraft siehe das Beispiel Seite 81 und das auf der unteren Seite 81 Bemerkte. Dieselbe sei zu $P = \mathbf{300\,kg}$ ermittelt worden.

Nach Figur ist die obere Länge des Ausrückhebels **690 mm**, die untere **2070 mm**. Demnach erhält man die Momentengleichung

$$Q.2070 = P.690$$
$$Q.2070 = 300.690.$$

Hieraus folgt am unteren Ende des Hebels eine Kraft

$$Q = \frac{300.690}{2070} = \mathbf{100\,kg}.$$

Da diese Kraft ziemlich grofs ist, dient zur Ausübung derselben, wie auf Zeichnung ersichtlich, eine Schraubenspindel nebst Handrad.

Die Dimensionen der Spindel würden, für diese Kraft berechnet, zu schwach ausfallen; es sei deshalb der äufsere Durchmesser derselben $d = \mathbf{35\,mm}$ und der Durchmesser $d_1 = \mathbf{29\,mm}$ gemacht (letzterer ergiebt sich aus Gleichung 18).

Demnach folgt eine Gewindetiefe

$$t = \frac{35-29}{2} = \mathbf{3\,mm}.$$

Somit ist der mittlere Gewinderadius

$$r = \frac{d_1 + t}{2} = \frac{29+3}{2} = \mathbf{16\,mm}.$$

Aus Gleichung 16) folgt ferner die Steigung $s = 2t = 2.3 = \mathbf{6\,mm}$ und hiermit der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie (s. Fig. 3, Seite 4)

$$tg\,\alpha = \frac{s}{2r\pi} = \frac{6}{2.16\pi} = \sim 0{,}06$$
$$\alpha = \mathbf{3^0\,30'}.$$

Für den Reibungskoefficienten $\mu = tg\,\varrho = \mathbf{0{,}13}$; also für $\varrho = 7^0 30'$ und für den Radius des Handrades $R = \mathbf{200\,mm}$ ergiebt sich, abgesehen von der Reibung an den betreffenden Stellen des Hebels und der Kupplungsnabe, bei der Einrückung am Handgriff des Rades ein Druck (nach Gleich. 25)

$$P_o = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot tg\,(\alpha + \varrho)$$

$$P_o = 100 \cdot \frac{16}{200} \cdot tg\,11^0 = \mathbf{1{,}55\ kg.}$$

Das gröfste Biegungsmoment erleidet der Hebel in seinem Drehpunkt. Dasselbe ergiebt sich zu

$$Q.2070 = 100.2070 = \mathbf{207\,000\ mmkg.}$$

Werden die beiden Flacheisen an dieser Stelle **20 mm** stark gehalten (s. Zeichnung), so ergiebt sich die Höhe derselben aus der Biegungsgleichung

$$207\,000 = 2 \cdot \frac{20\,h^2}{6} \cdot k_b$$

und mit $k_b = 5$ kg, zu

$$h = \sqrt{\frac{207000.6}{2.20.5}} = \sim 79 \text{ mm.}$$

In der Ausführung ist dieser Wert von h auf **85 mm** erhöht worden.

Für jeden der beiden Zapfen J, welche den Bügel der Kupplung erfassen, ist die Kraft $\frac{P}{2} = \frac{300}{2}$ $=$ **150 kg.**

Die Länge des freitragenden Endes ist gleich der Bügelstärke, nach Zeichnung **20 mm.** Damit ergiebt sich die Biegungsgleichung, wenn d_J den Durchmesser an dieser Stelle bezeichnet

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{20}{2} = 0{,}1\, d_J{}^3 . k_b$$

oder mit $k_b = 6$ kg

$$150.10 = 0{,}1\, d_J{}^3 . 6$$

$$d_J = \sqrt[3]{\frac{150.10}{0{,}6}} = \sim 14 \sim \mathbf{15\ mm.}$$

Das Zapfenende im Bügel zeigt nach Zeichnung für d den Wert 23 mm entsprechend einer Länge von 30 mm.

Jeder der beiden Zapfen K an dem Gleitstück der Schraubenspindel wird für die Kraft $\frac{Q}{2} = \frac{100}{2} =$ **50 kg** in derselben Weise wie oben berechnet.

Schliefslich ergiebt sich für den Bolzen E am Drehpunkt des Hebels, da dieser Bolzen als Träger auf zwei Stützen mit der gleichmäfsigen Last $P + Q$ $=$ **400 kg** anzusehen ist (nach den Formeln auf S. 16)

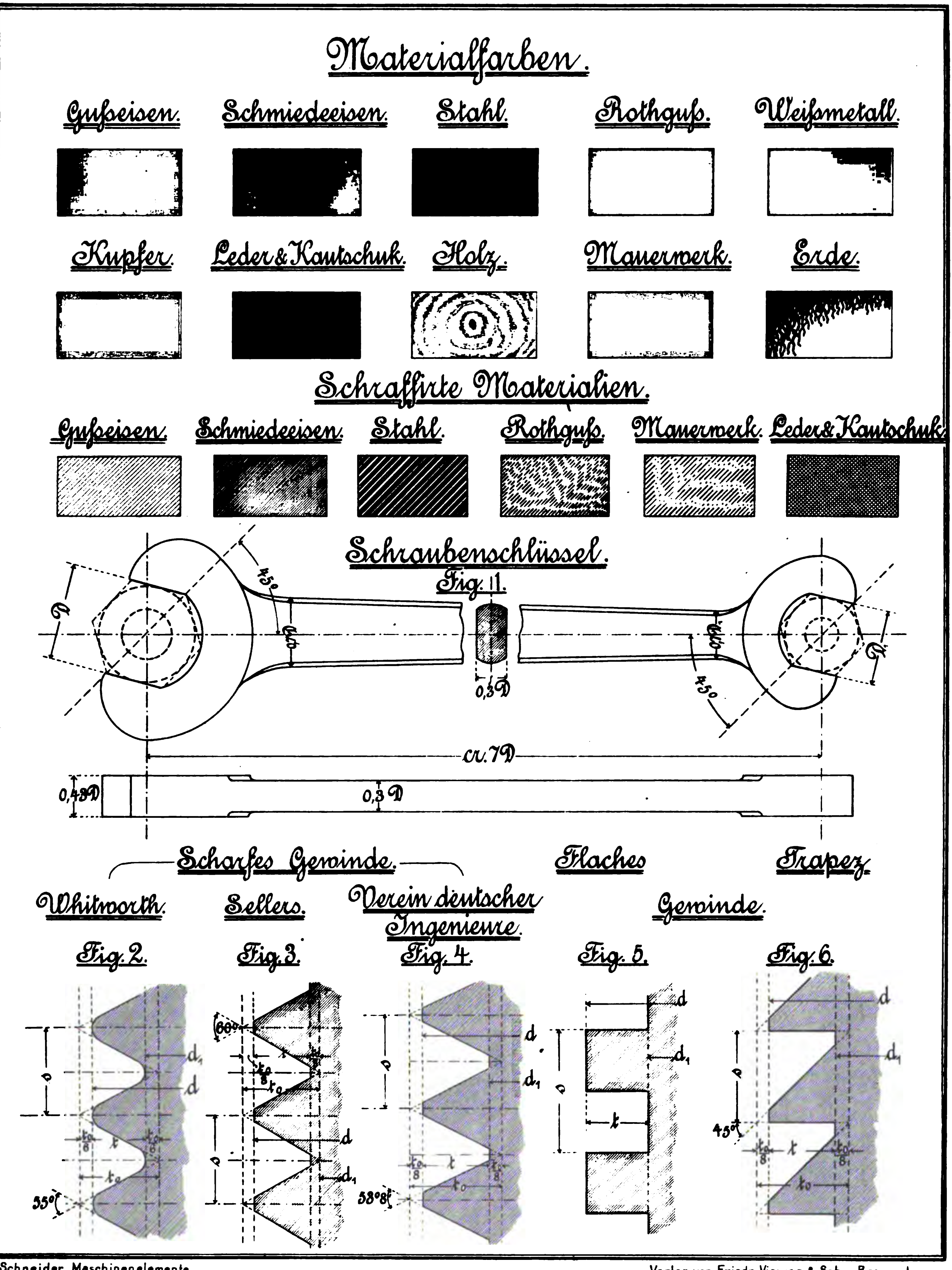
$$\frac{400}{2}\left(\frac{100 + 20}{2} - \frac{100}{4}\right) = 0{,}1\, d_E{}^3 . 6 \text{ (bei } k_b = 6 \text{ kg)}$$

oder

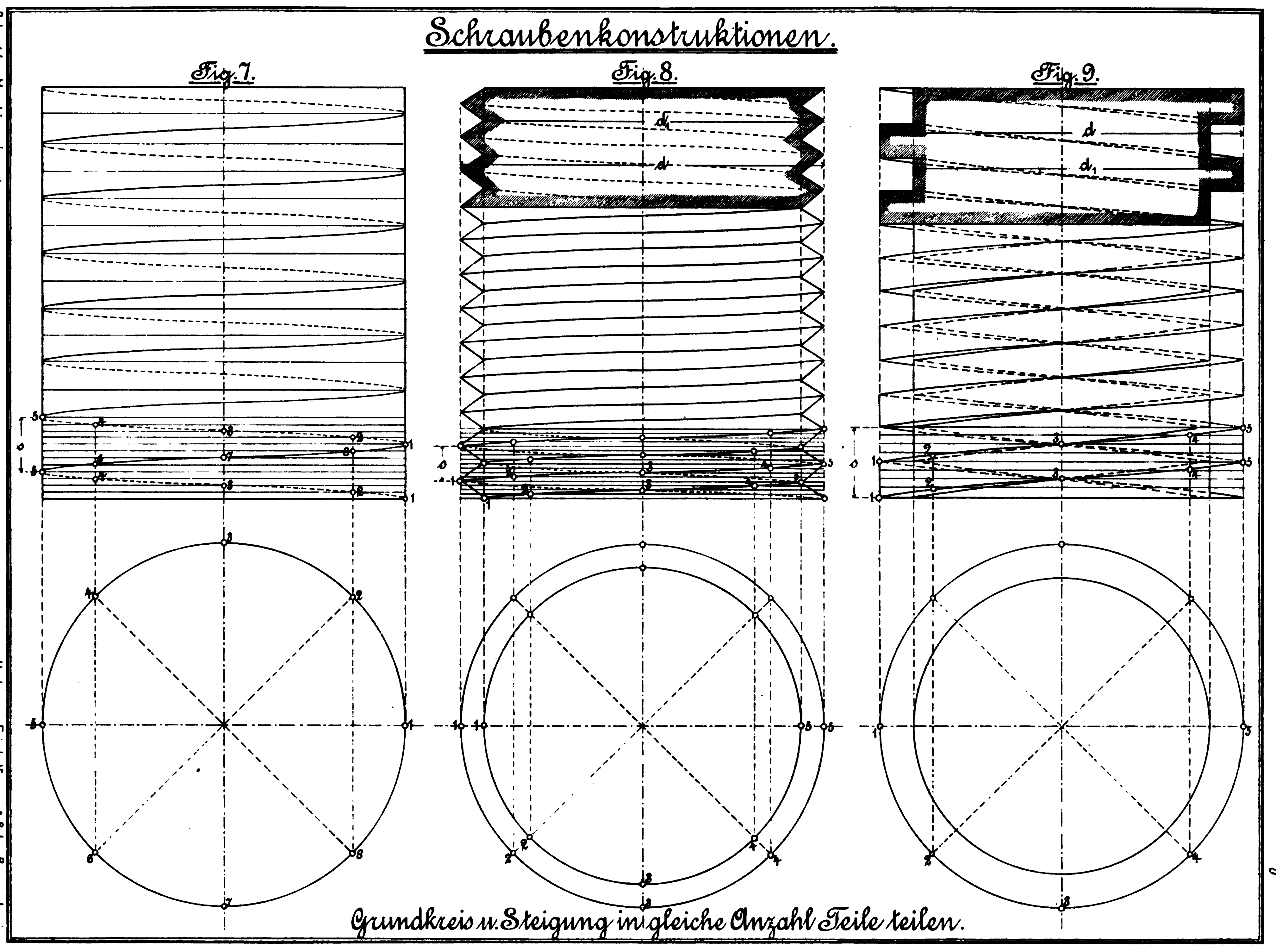
$$200.35 = 0{,}6\, d_E{}^3$$

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{200.35}{0{,}6}} = \sim 23 \text{ mm,}$$

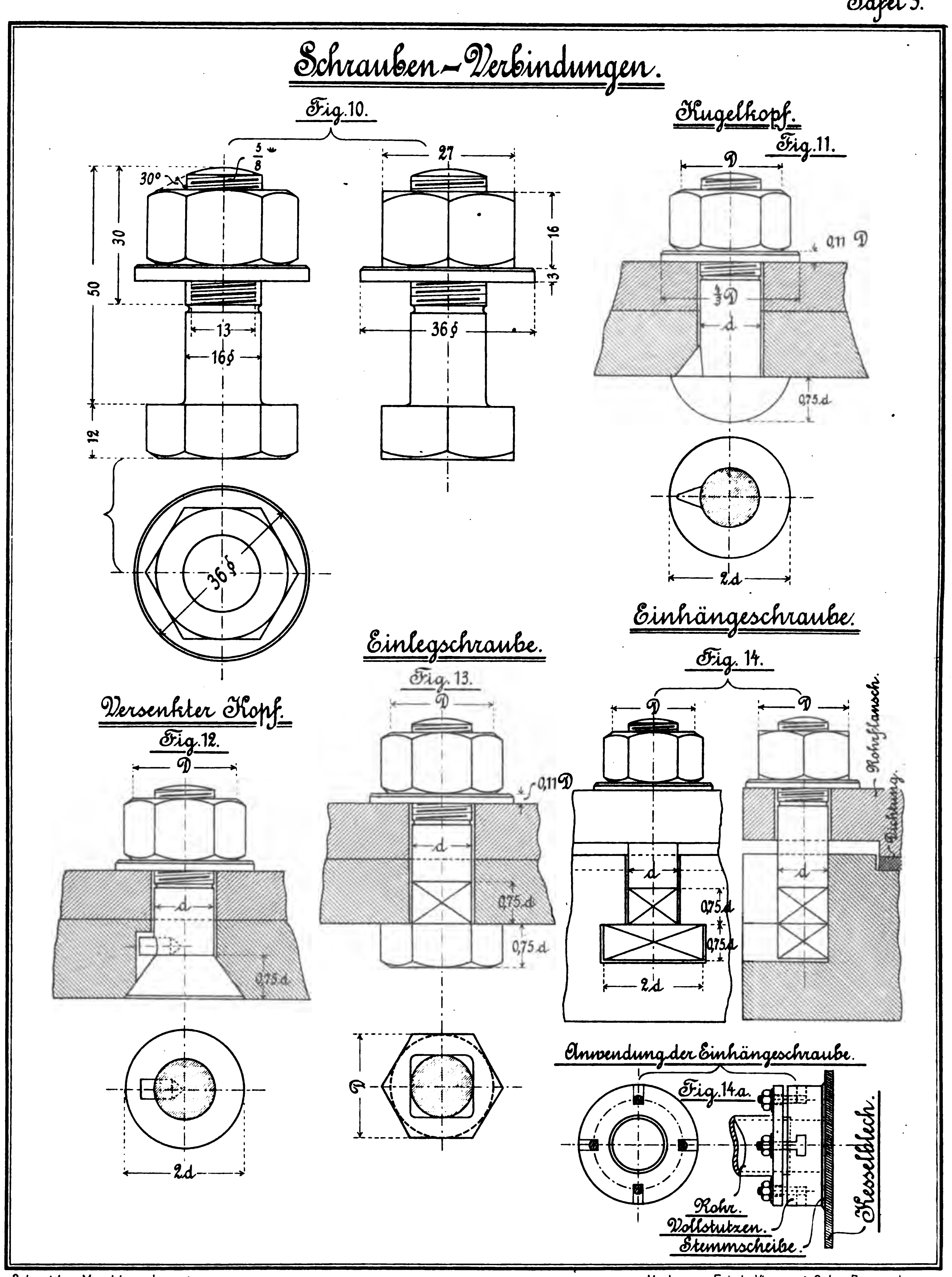
welcher Wert bei der Ausführung in der Mitte auf **26 mm** erhöht worden ist, während der Bolzen an den beiden Enden $\frac{3''}{4}$ Gewinde zeigt.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

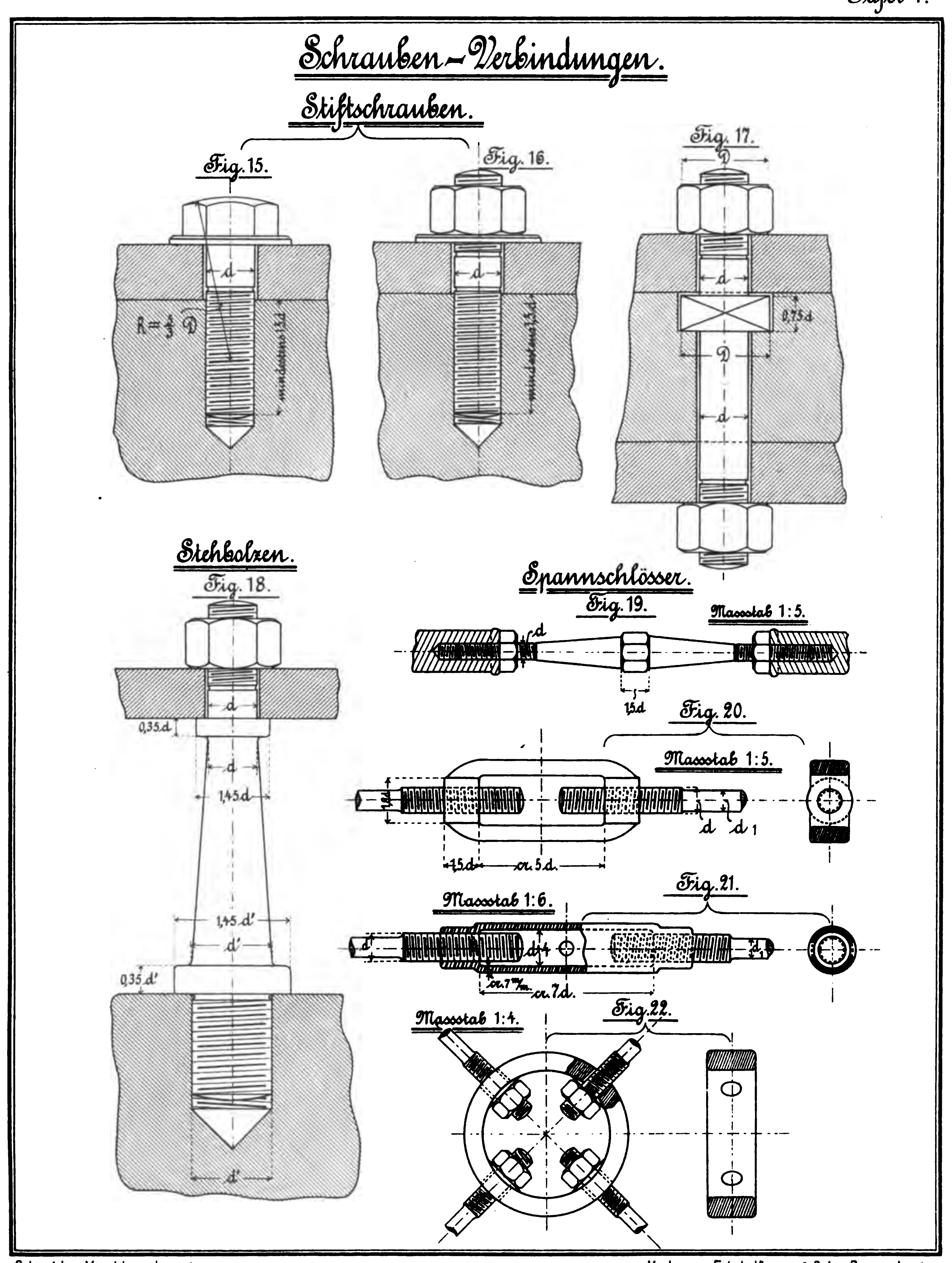


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

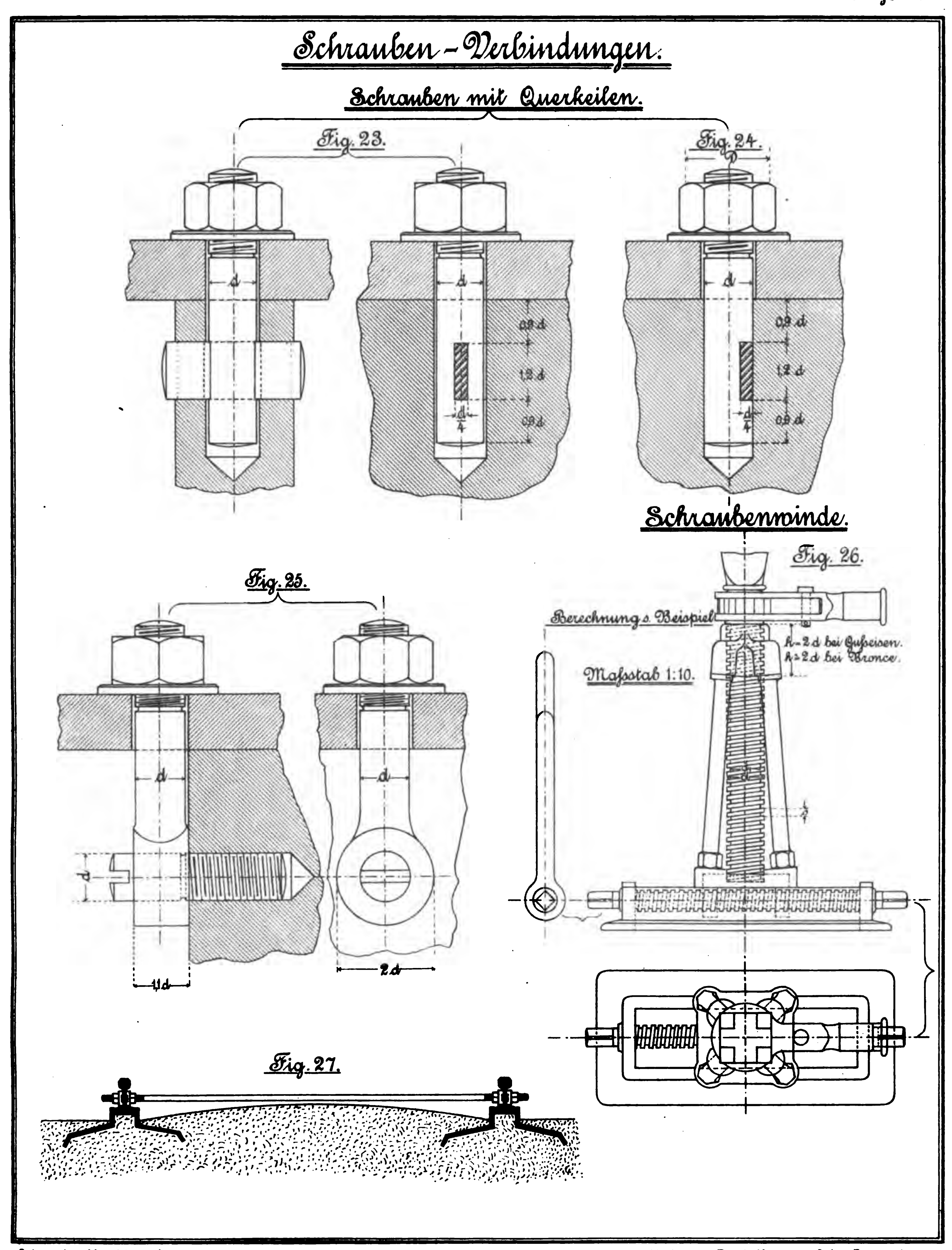


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



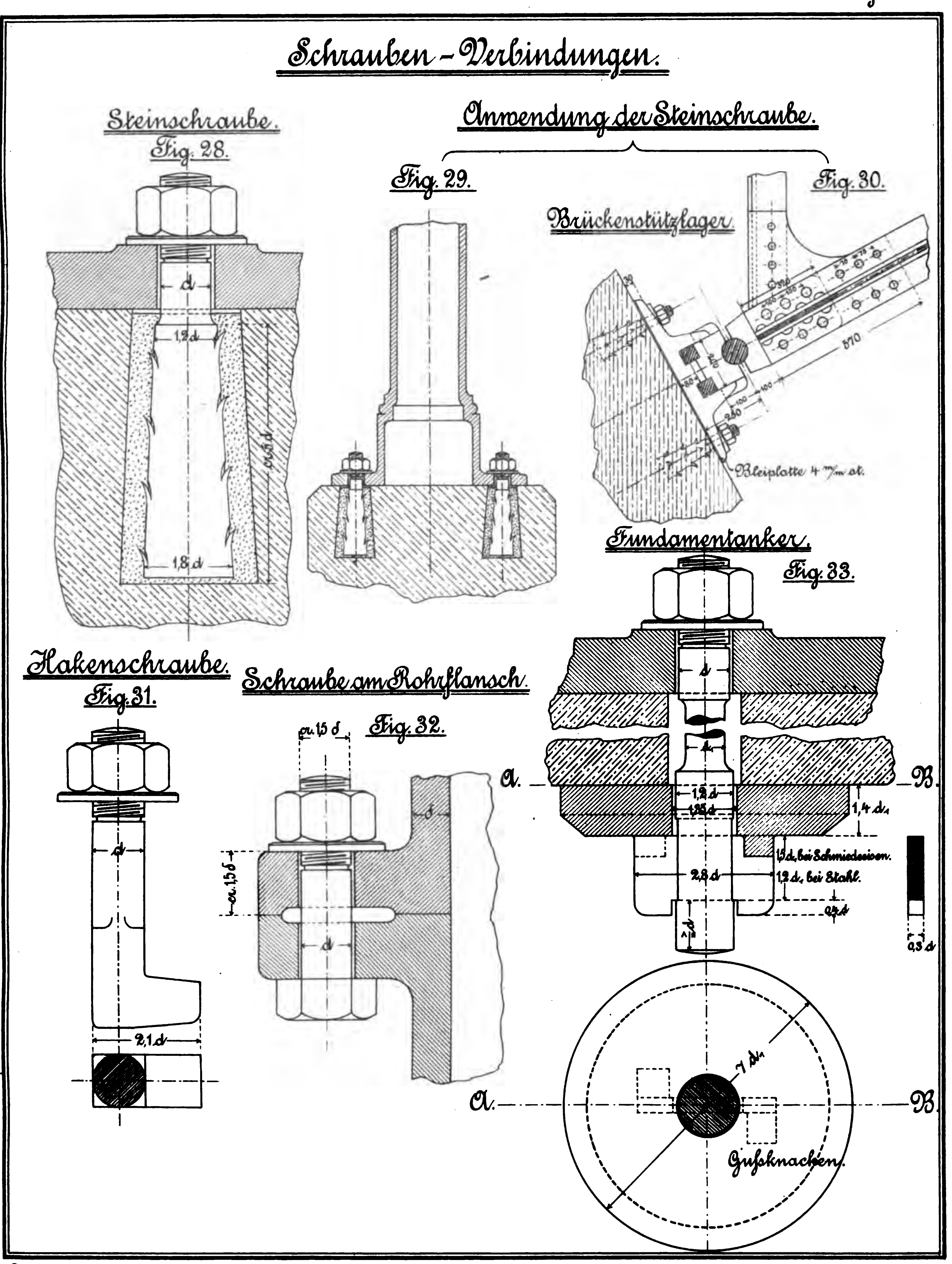


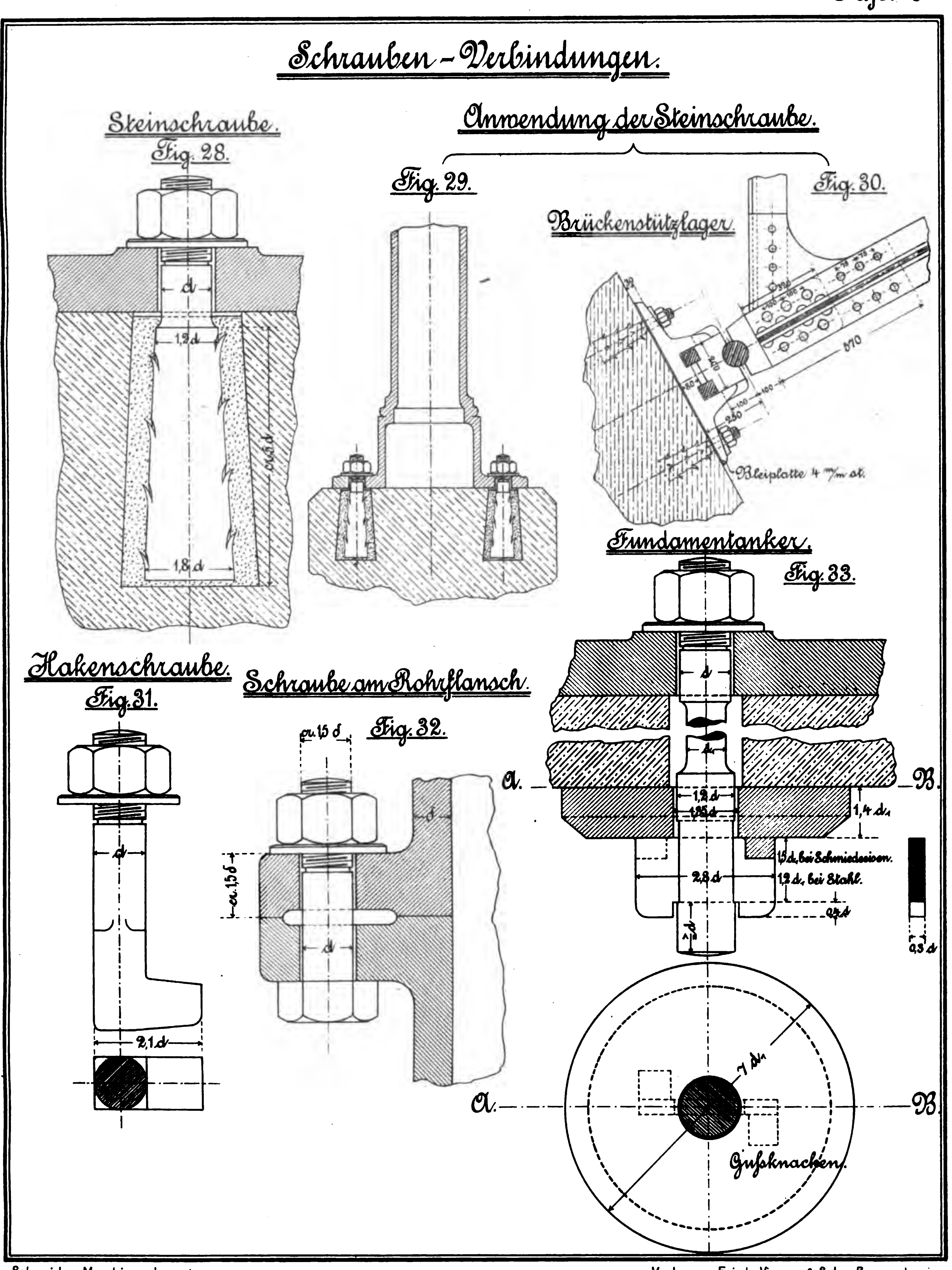
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



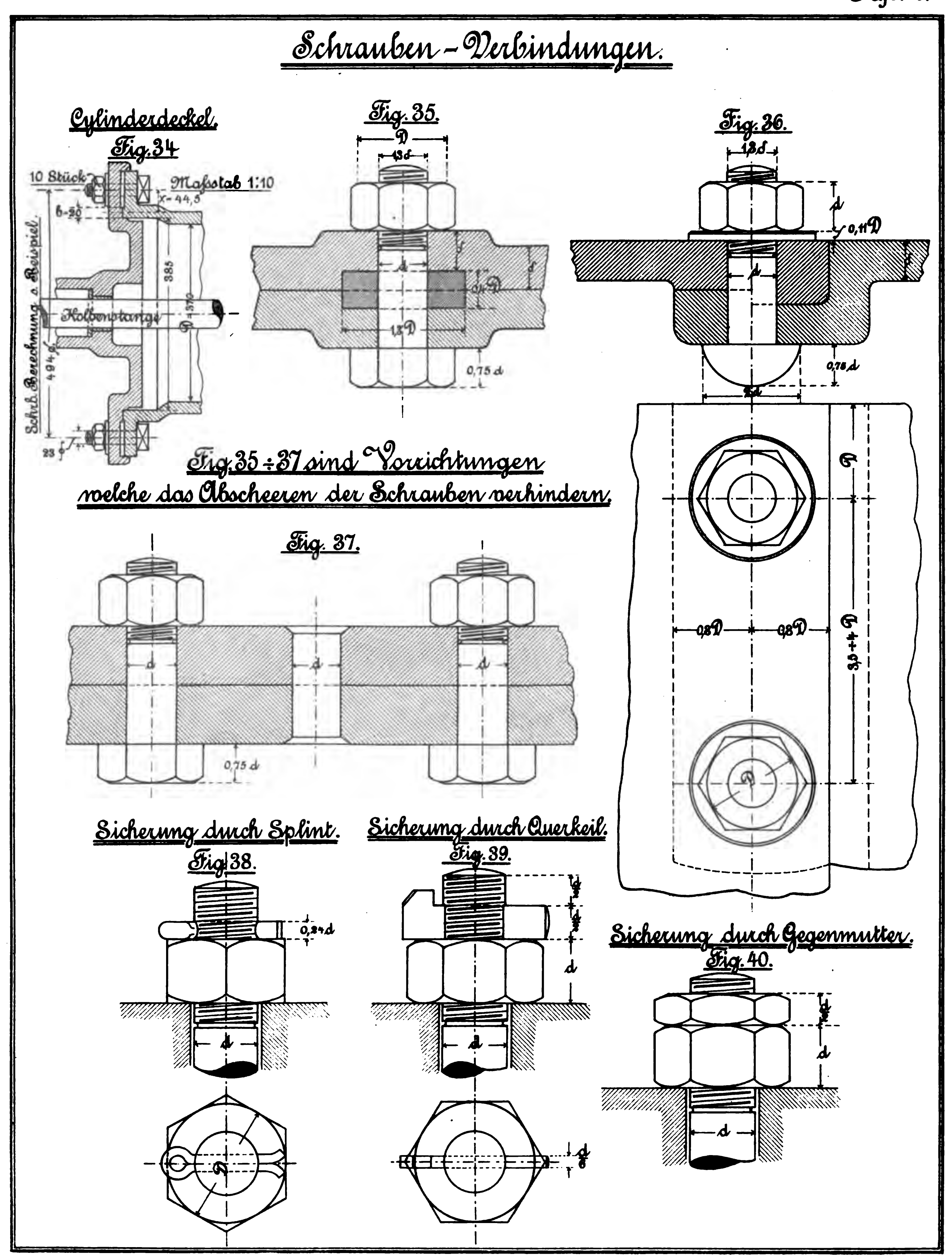
Schneider, Maschinenelemente.

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

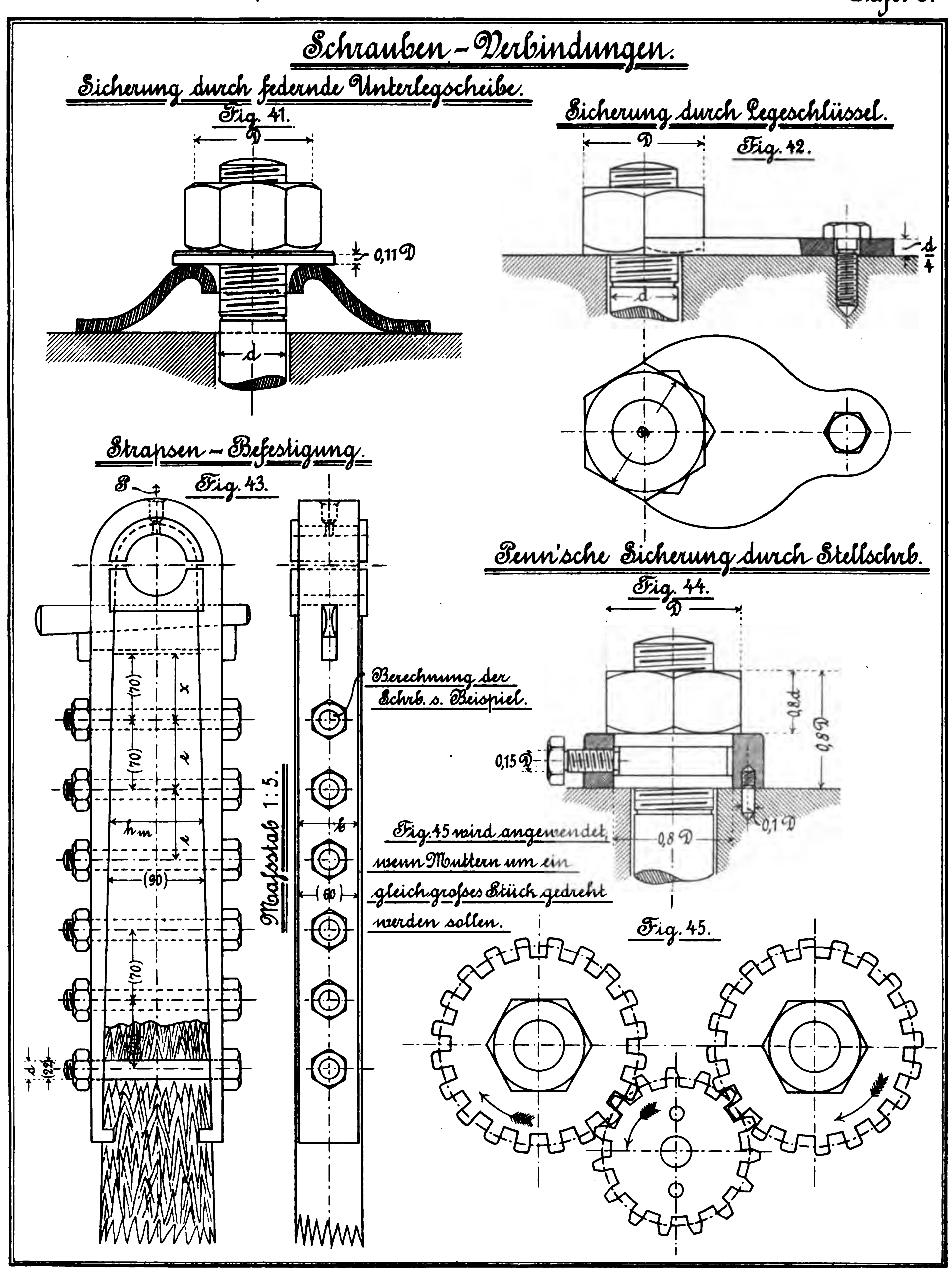

Schrauben-Verbindungen.
Steinschraube.
Fig. 28.
d
1,2 d
1,8 d
Anwendung der Steinschraube.
Fig. 29.
Fig. 30.
Brückenstützlager.
870
Bleiplatte 4 m/m st.
Fundamentanker.
Fig. 33.
d
d₁
A.
B.
1,2 d
1,25 d
1,4 d₁
1,5 d₁ bei Schmiedeeisen.
1,2 d₁ bei Stahl.
2,8 d
0,3 d
7 d₁
Gußknacken.
Hakenschraube.
Fig. 31.
d
2,1 d
Schraube am Rohrflansch.
Fig. 32.
ca. 1,5 δ
ca. 1,5 δ
δ
d



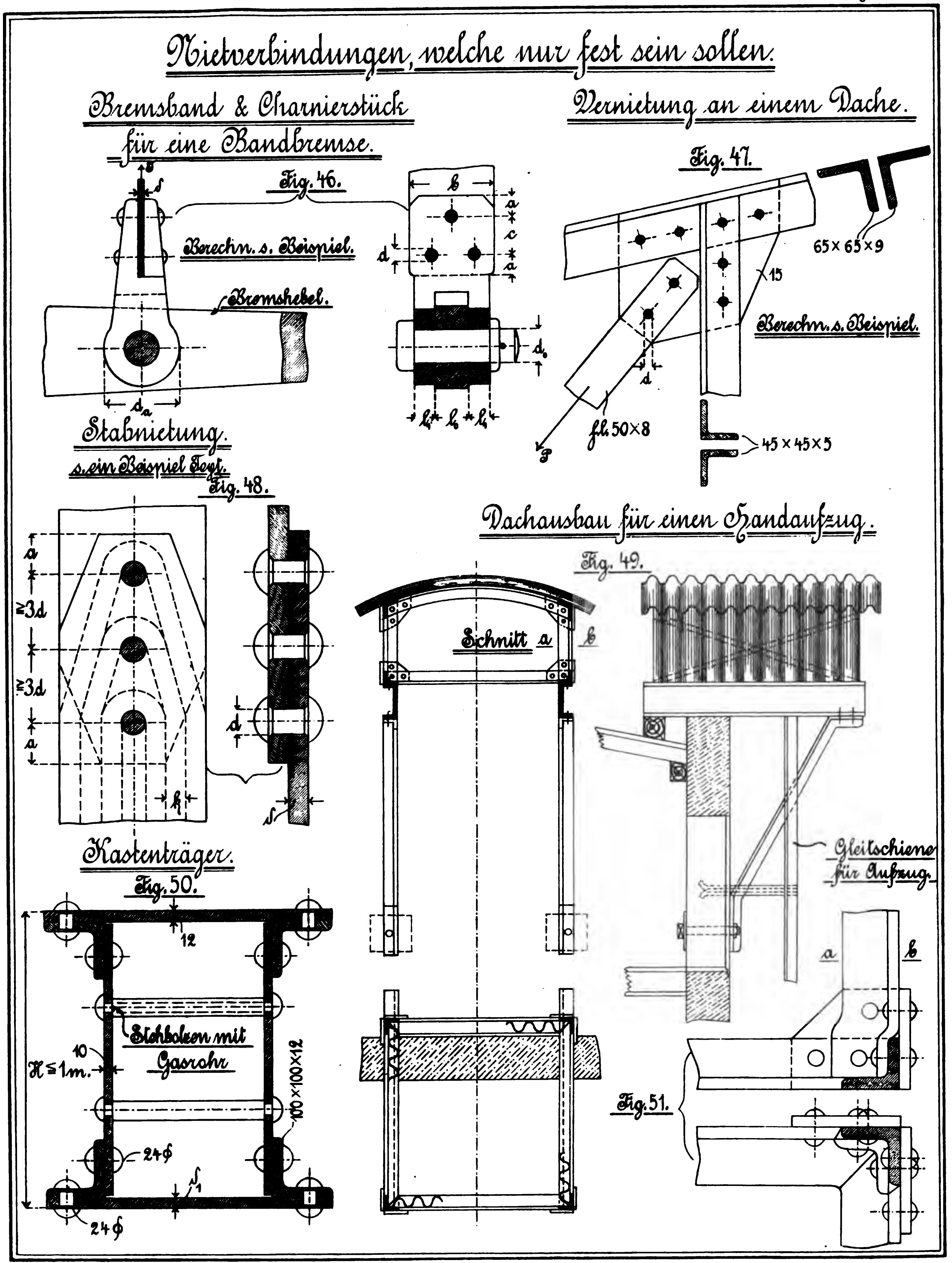
 Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



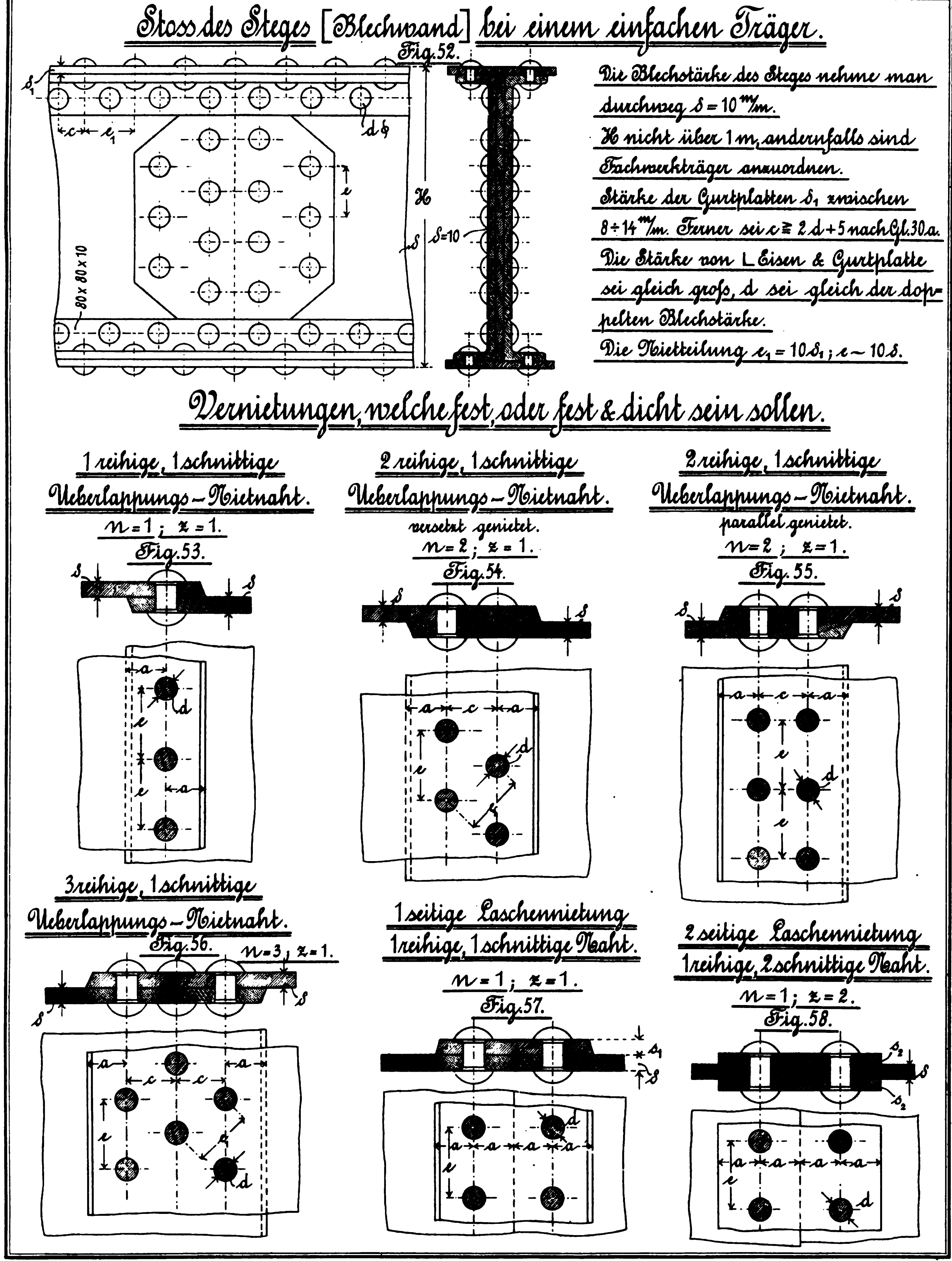
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



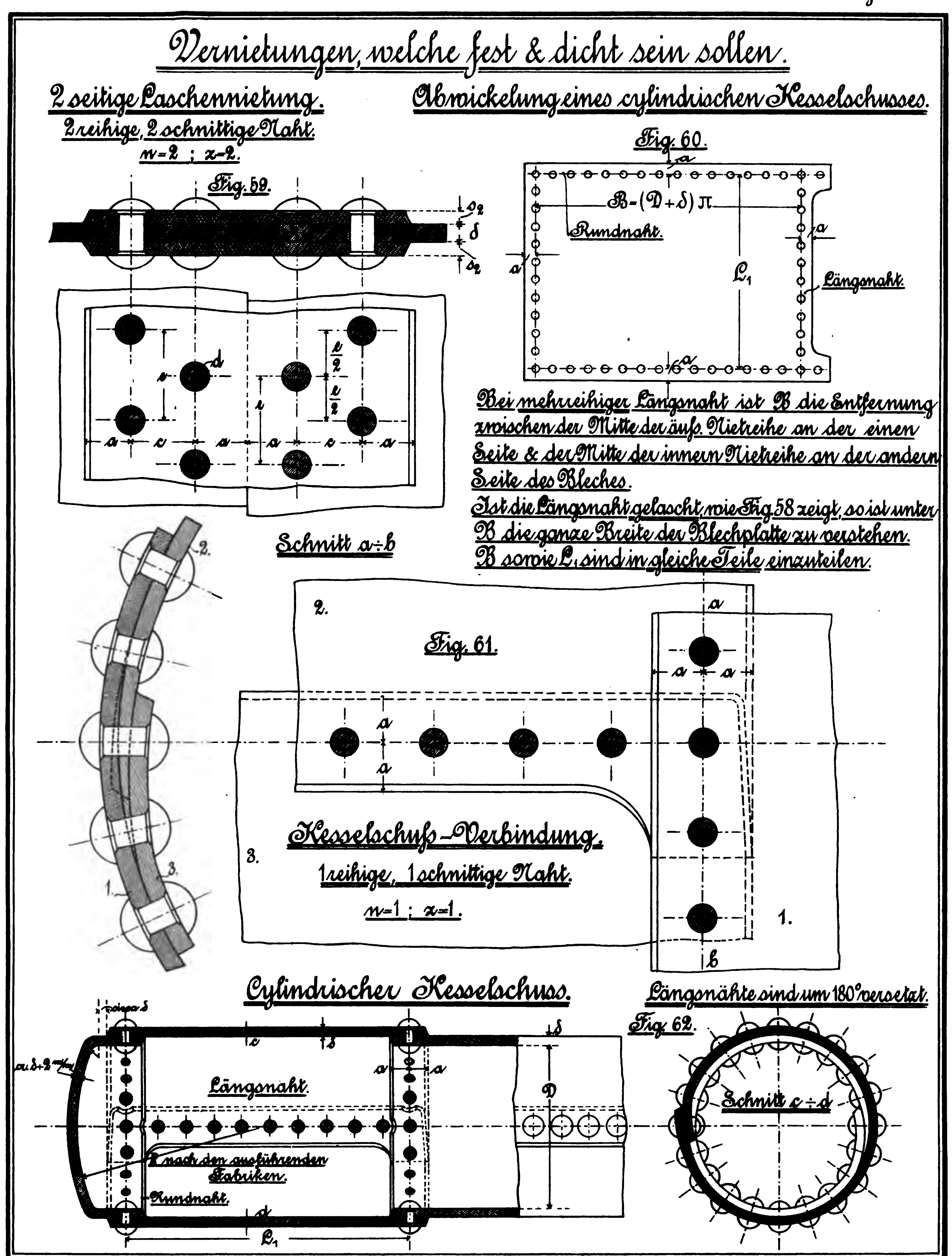
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



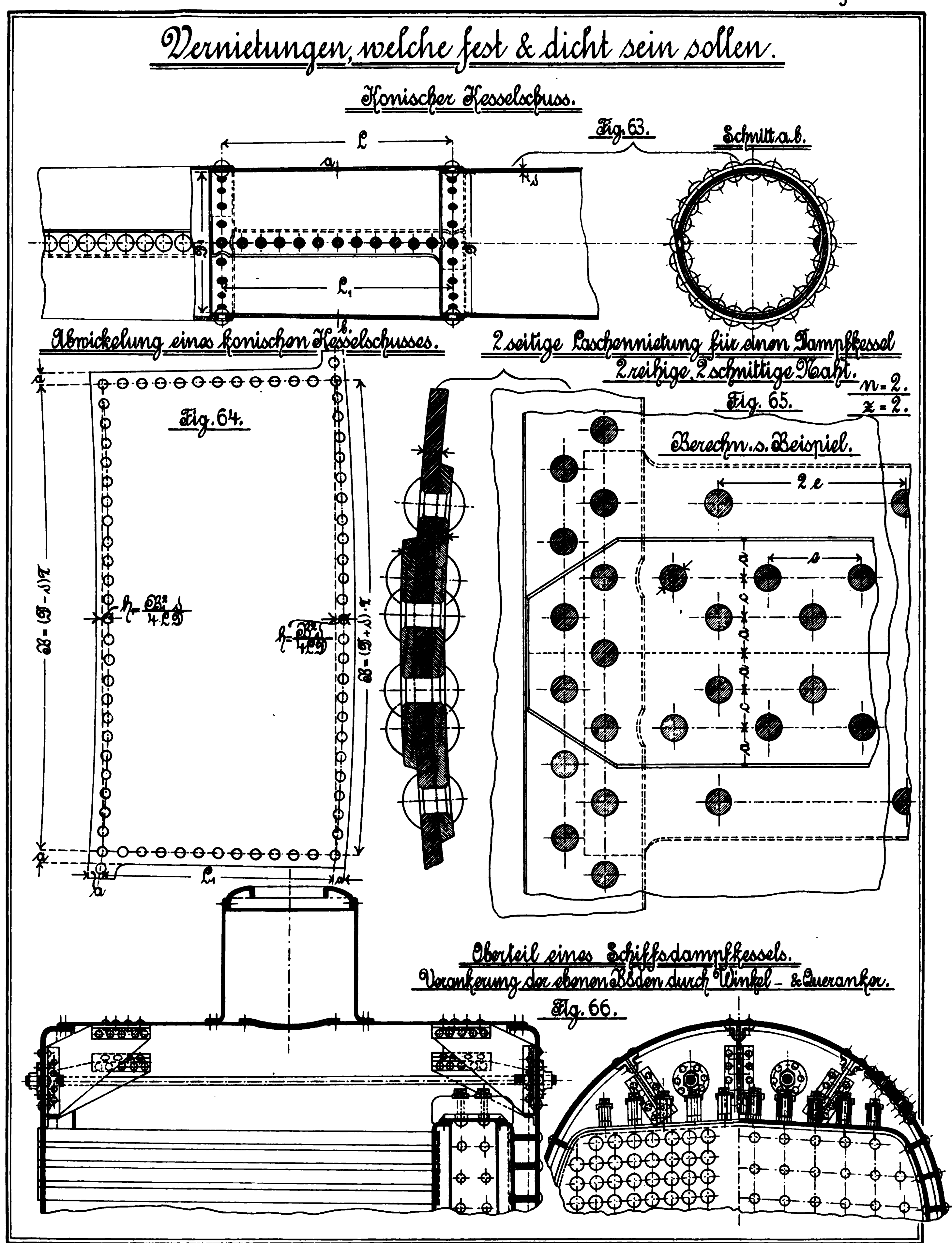
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.


Stoss des Steges [Blechwand] bei einem einfachen Träger.
Fig. 52.
Die Blechstärke des Steges nehme man durchweg δ = 10 m/m.
H nicht über 1 m, andernfalls sind Fachwerkträger anzuordnen.
Stärke der Gurtplatten δ1 zwischen 8 ÷ 14 m/m. Ferner sei c ≧ 2 d + 5 nach Gl. 30 a.
Die Stärke von L Eisen & Gurtplatte sei gleich grofs, d sei gleich der doppelten Blechstärke.
Die Nietteilung e1 = 10 δ1 ; e ~ 10 δ.
80 x 80 x 10
δ=10
Vernietungen, welche fest, oder fest & dicht sein sollen.
1 reihige, 1 schnittige Ueberlappungs-Nietnaht.
n = 1 ; z = 1.
Fig. 53.
2 reihige, 1 schnittige Ueberlappungs-Nietnaht.
versetzt genietet.
n = 2 ; z = 1.
Fig. 54.
2 reihige, 1 schnittige Ueberlappungs-Nietnaht.
parallel genietet.
n = 2 ; z = 1.
Fig. 55.
3 reihige, 1 schnittige Ueberlappungs-Nietnaht.
Fig. 56.
n = 3 , z = 1.
1 seitige Laschennietung 1 reihige, 1 schnittige Naht.
n = 1 ; z = 1.
Fig. 57.
2 seitige Laschennietung 1 reihige, 2 schnittige Naht.
n = 1 ; z = 2.
Fig. 58.



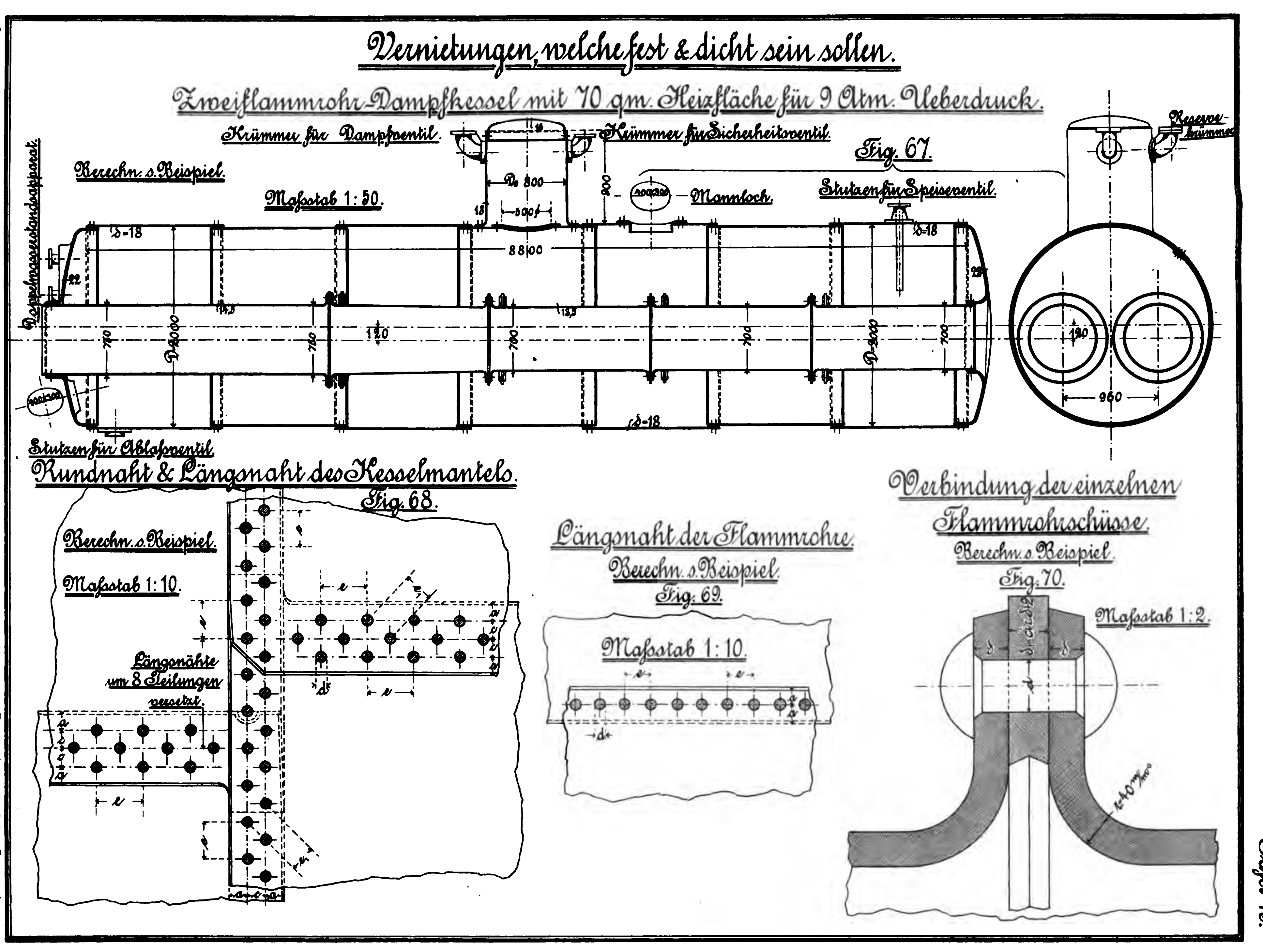


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



Schneider, Maschinenelemente.

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Vernietungen, welc

Abwickelung des Dommantels.

Fig. 71.

Der Ha

circ. $\delta + 2$ mm

δ_1

h_o

D_o

$B - (D_o + \delta)\pi$

$\frac{B}{2}$

h_o

a

Fig. 73.

5880

Fl. 60·8

L 75·10

3540

1800

L 75·10

Fl. 60·8

$\delta = 8$

$\delta_1 = 10$

3150

Fl. 60·8

L 75·10

3540

Fl. 60·8

3000

Fl. 60·8

5880

Fl. 60·8

3150

3000

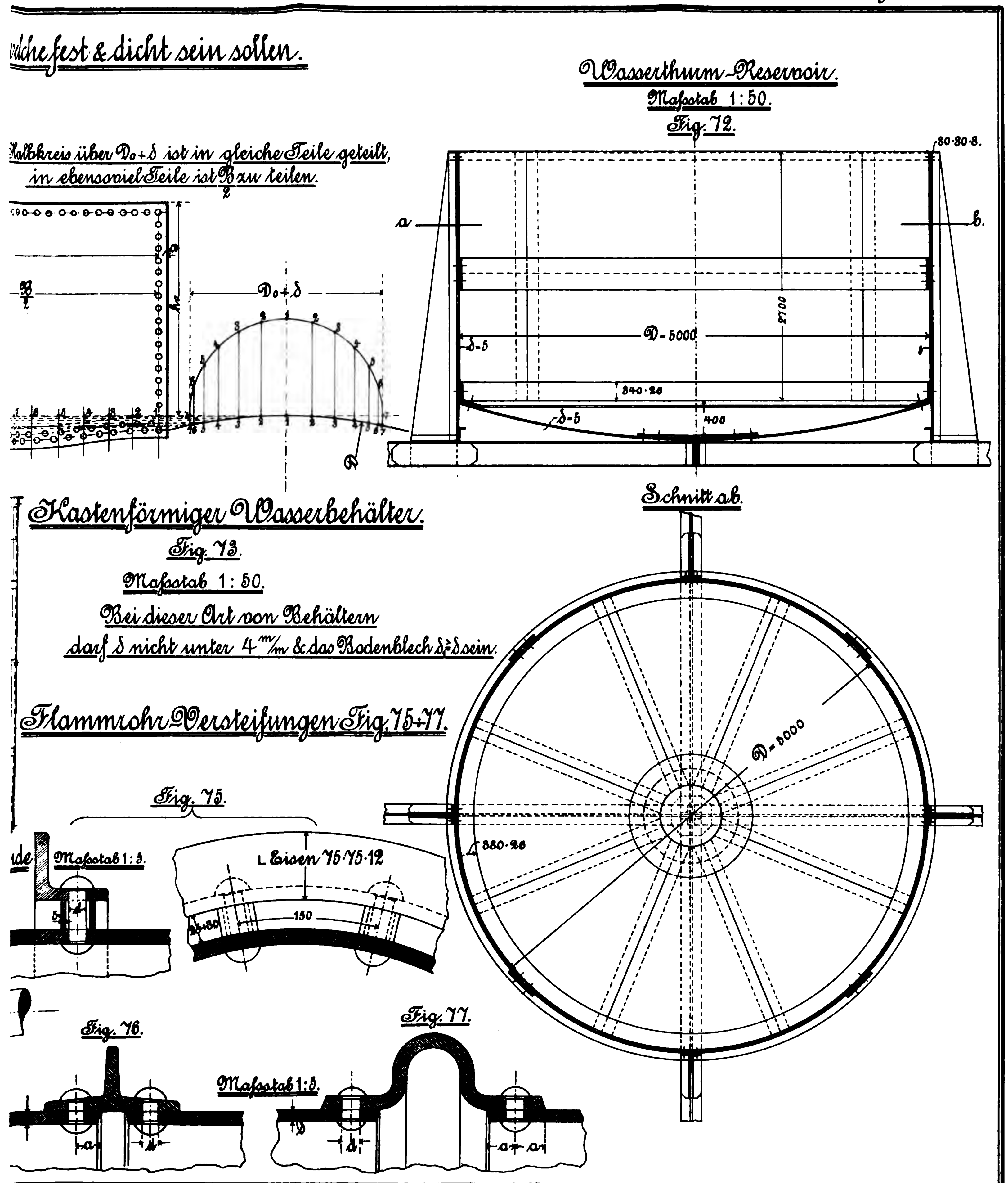
Verankerung der Wasserkastenwänd

durch Spannstange.

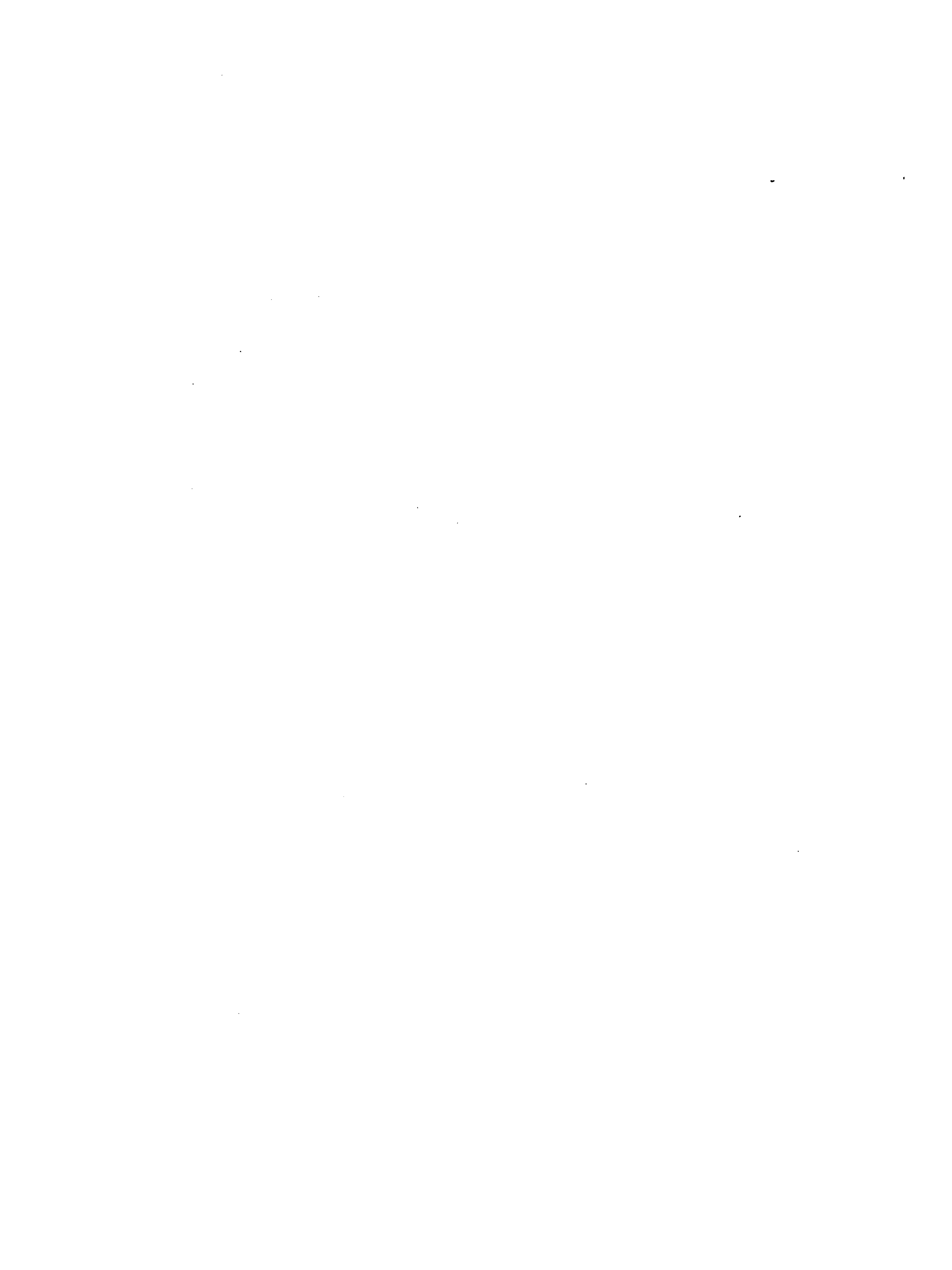
Fig. 74.

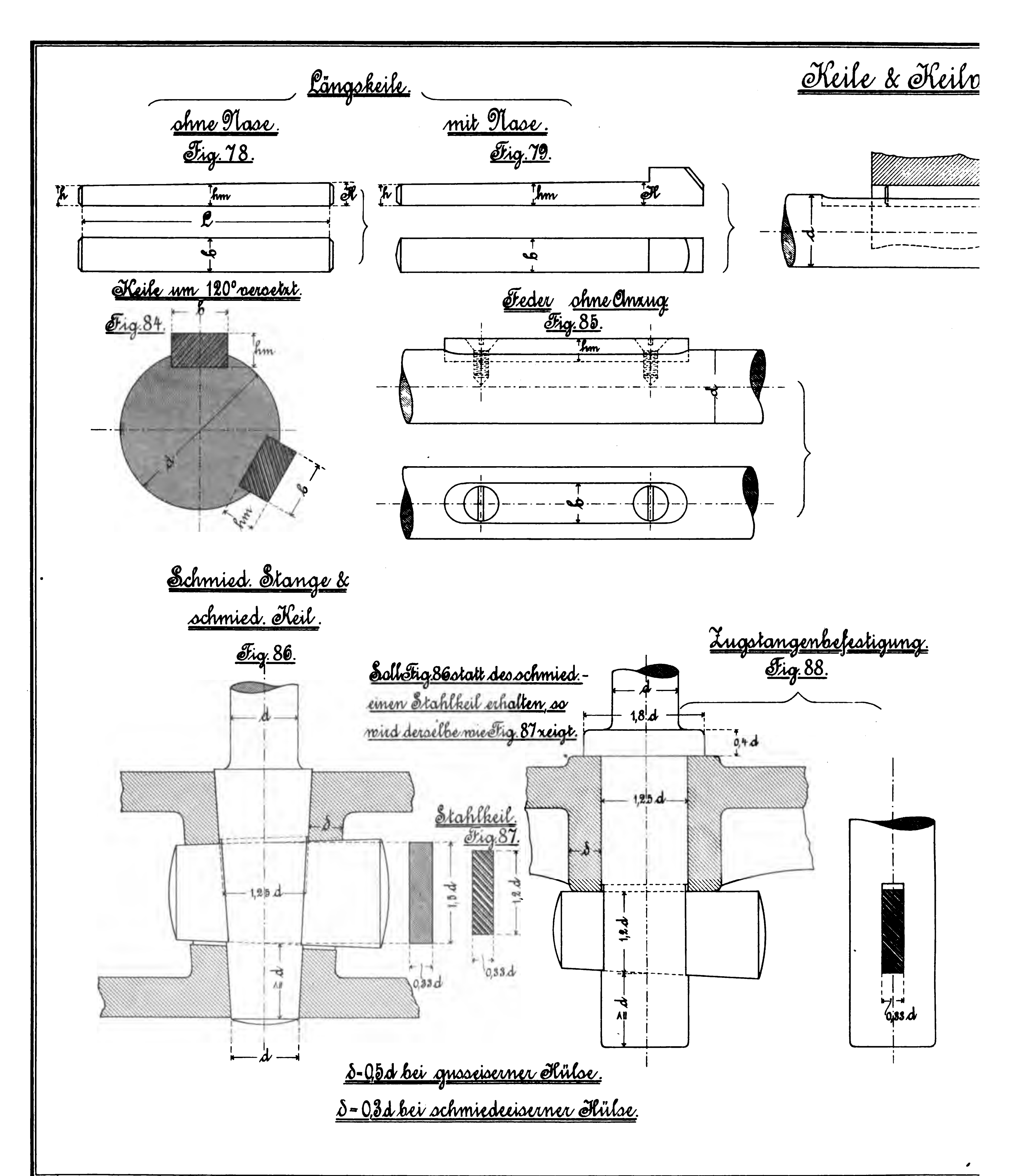
Gummi

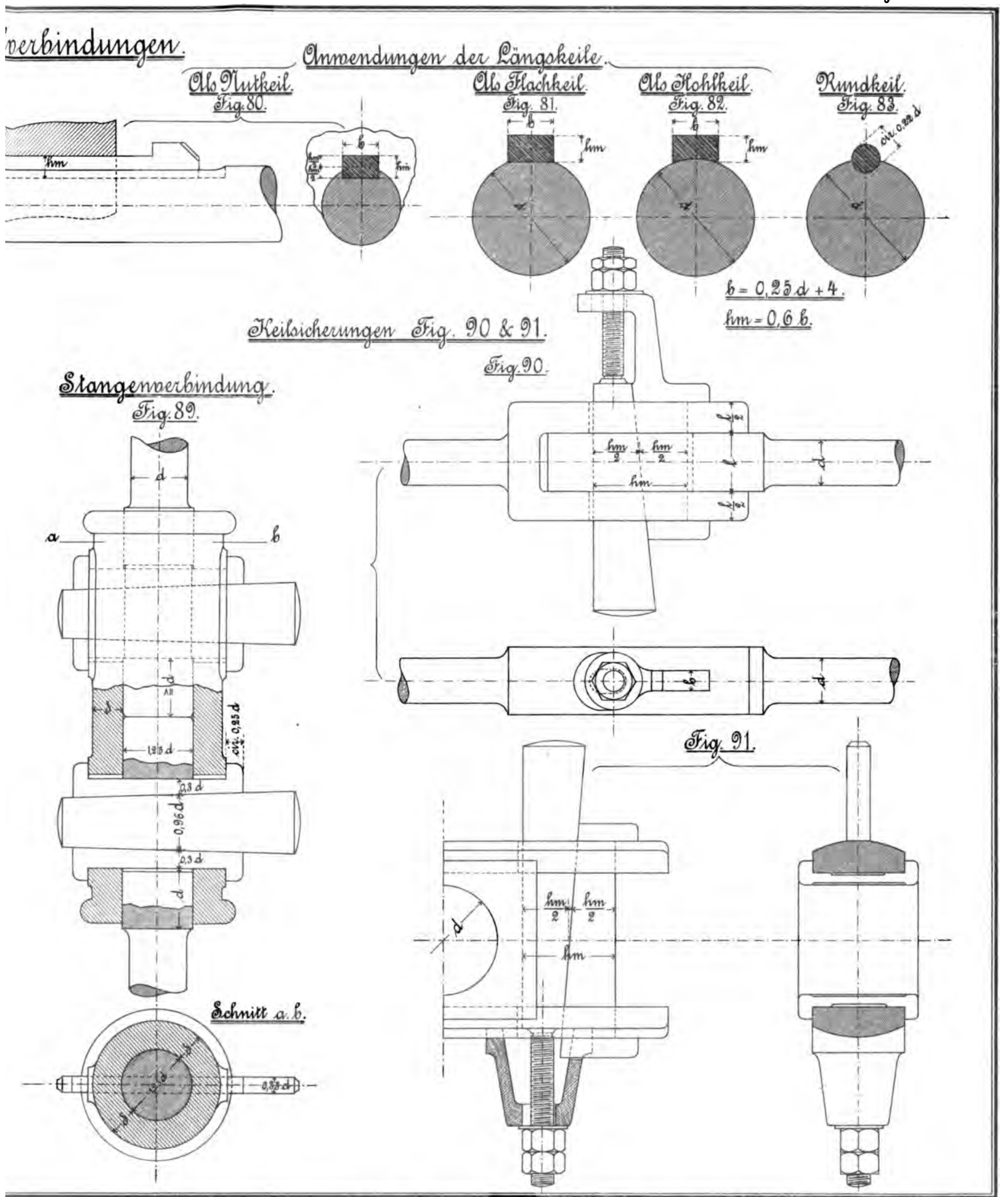
Bassinblech



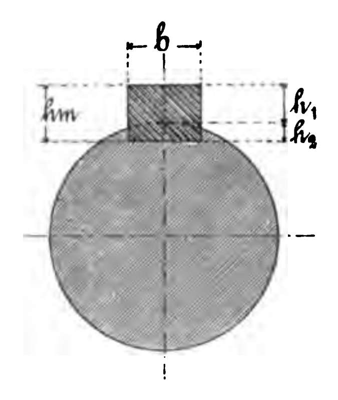
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

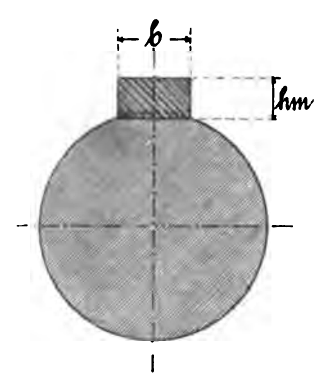


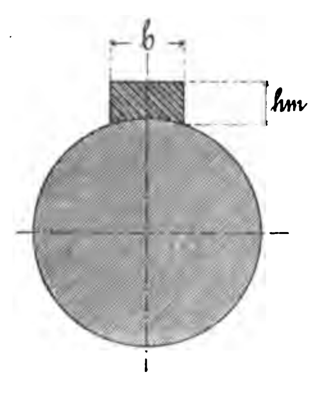

Keile & Keilv
Längskeile.
ohne Nase.
Fig. 78.
mit Nase.
Fig. 79.
Keile um 120° versetzt.
Fig. 84.
Feder ohne Anzug.
Fig. 85.
Schmied. Stange & schmied. Keil.
Fig. 86.
Soll Fig. 86 statt des schmied.-einen Stahlkeil erhalten, so wird derselbe wie Fig. 87 zeigt.
Stahlkeil.
Fig. 87.
Zugstangenbefestigung.
Fig. 88.
δ = 0,5 d bei gusseiserner Hülse.
δ = 0,3 d bei schmiedeeiserner Hülse.

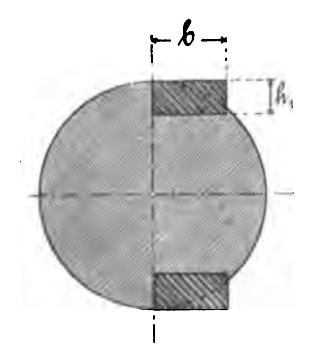


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.





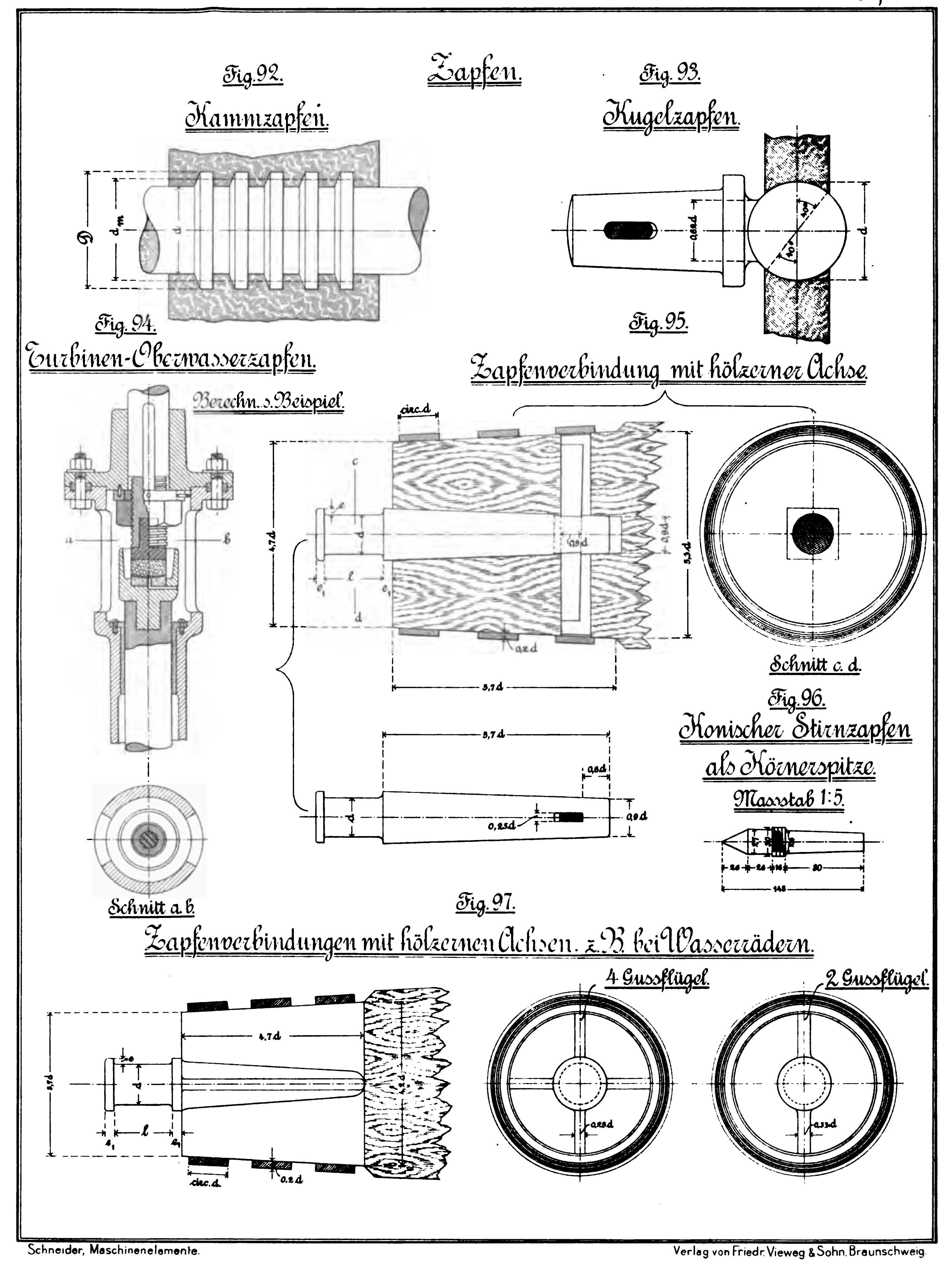




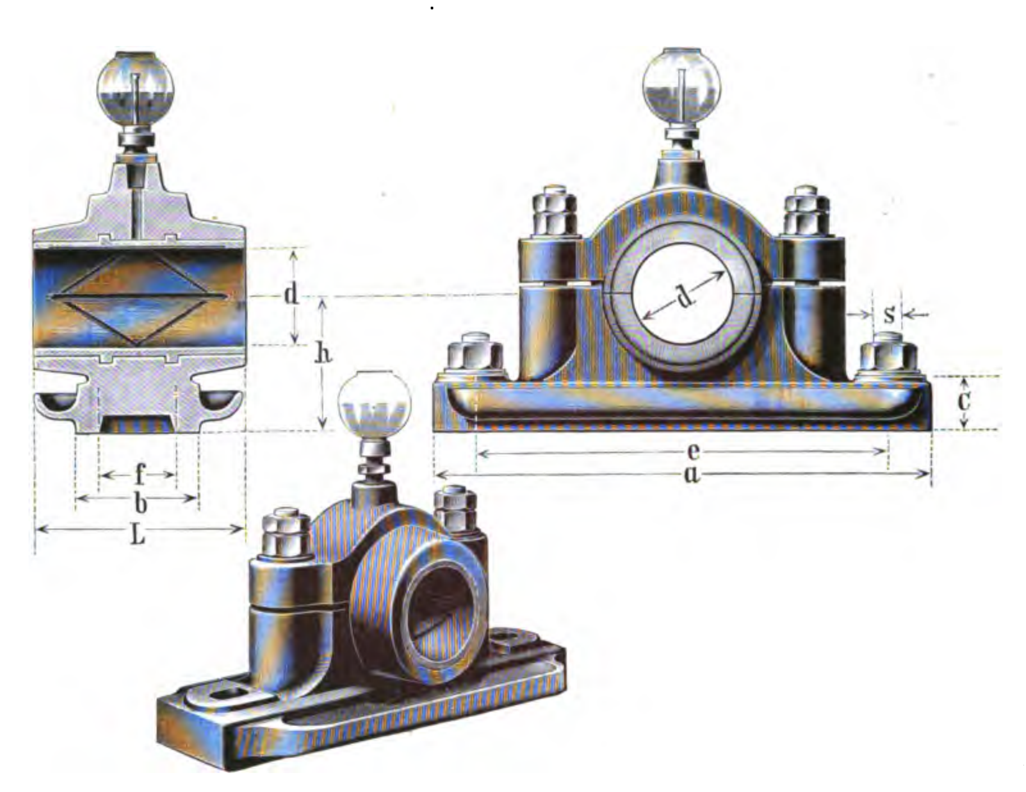
Nuten- und Keiltabelle

nach den Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung	Nutenkeil				Flachkeil		Hohlkeil	
d	Breite b	Höhe h_m	h_1	h_2	Breite b	Höhe h_m	Breite b	Höhe h_m
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
20 ÷ 25	8	7	5	2	8	5	8	5
26 ÷ 30	10	7,5	5	2,5	10	5	10	5
31 ÷ 40	12	8,5	6	2,5	12	6	12	6
41 ÷ 50	15	10	7	3	15	6	15	6
51 ÷ 60	18	12	8	4	18	7	18	8
61 ÷ 75	20	12	8	4	20	7	20	8
76 ÷ 90	25	15	10	5	25	9	25	10
91 ÷ 105	30	16	11	5	30	10	30	11
106 ÷ 120	35	18	12	6	35	12	35	12
121 ÷ 140	40	20	13	7	40	14	40	13
141 ÷ 160	45	21	14	7	45	14	45	14
161 ÷ 180	50	23	15	8	50	17		
181 ÷ 200	55	26	17	9	55	17		
201 ÷ 220	60	28	18	10	60	20		
221 ÷ 240	65	30	20	10	65	20		
241 ÷ 260	70	32	21	11	70	23		
261 ÷ 280	75	35	23	12	75	23		
281 ÷ 300	80	36	24	12	80	27		
301 ÷ 320	85	38	25	13	85	27		
321 ÷ 340	90	40	26	14	90	30		
341 ÷ 360	100	40	26	14	100	30		
361 ÷ 380	110	42	27	15	110	34		
381 ÷ 400	115	44	28	16	115	34		



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn. Braunschweig.

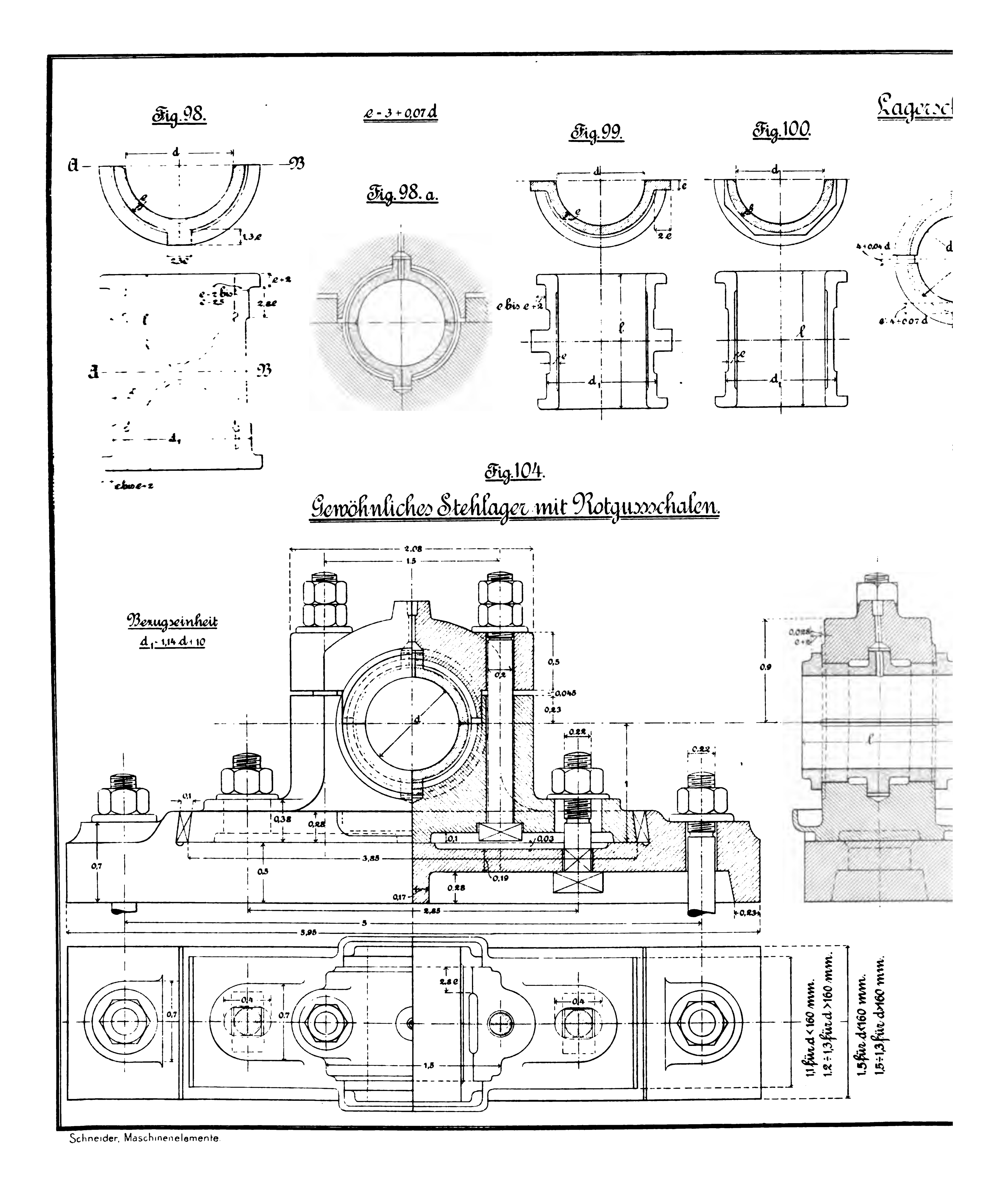


Gewöhnliches Stehlager mit Weissmetallschalen.

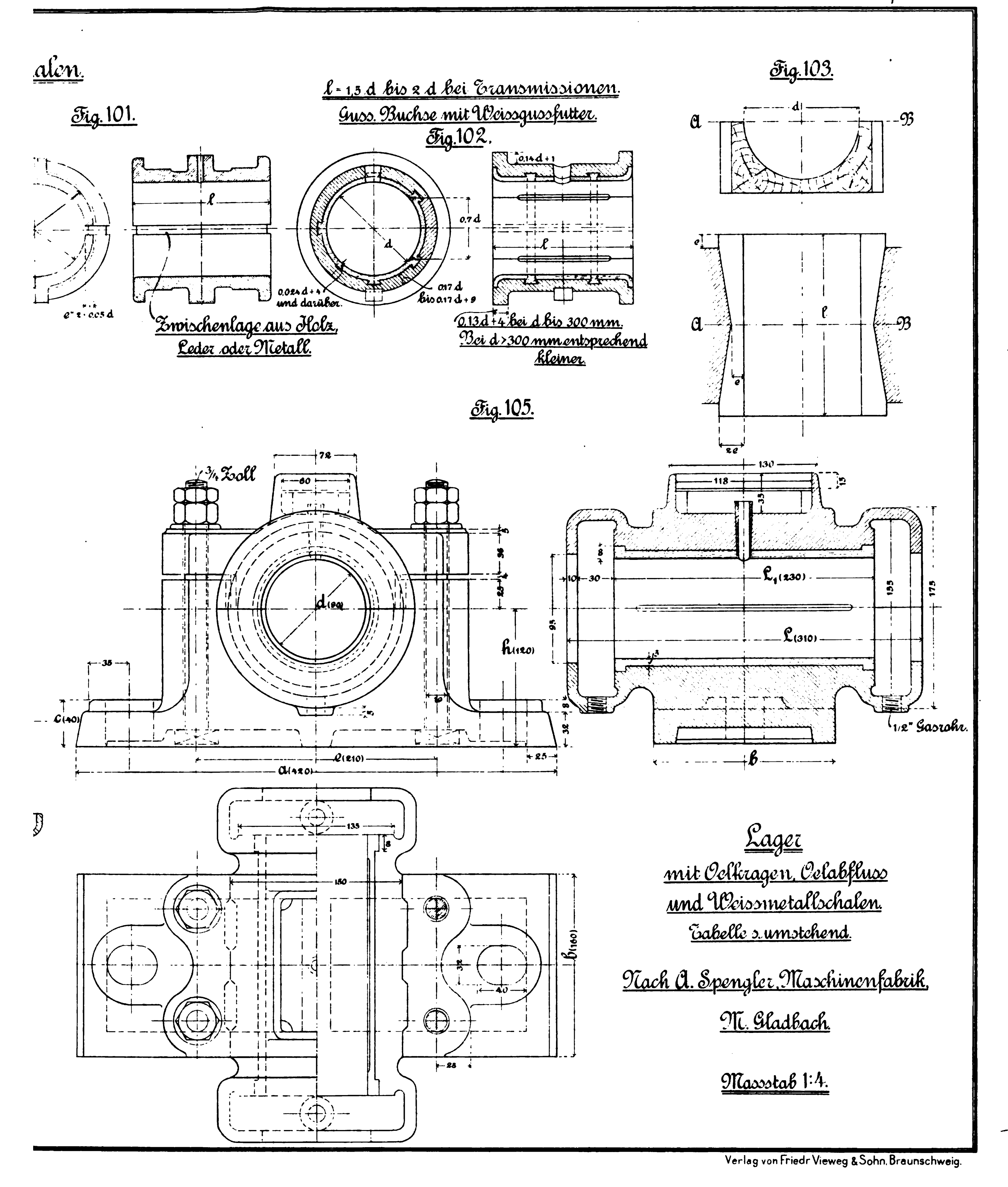
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Schalen-länge	Lager-höhe	Fussplatte			Befestigungsschrauben				Gewicht	Preis
			Länge	Breite	Stärke	Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durch-messer	Anzahl		
d	L	h	a	b	c	e	f	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
40	80	50	250	60	25	190	—	5/8	2	7	14
45	80	50	250	60	25	190	—	5/8	2	7	14
50	100	65	280	65	30	220	—	5/8	2	10	17
55	100	65	280	65	30	220	—	5/8	2	10	17
60	120	80	345	85	35	270	—	3/4	2	18	21
65	120	80	345	85	35	270	—	3/4	2	18	21
70	140	85	375	95	40	300	—	3/4	2	25	25
75	140	85	375	95	40	300	—	3/4	2	25	25
80	160	100	405	100	45	330	—	7/8	2	40	33
85	160	100	405	100	45	330	—	7/8	2	40	33
90	180	120	450	120	50	350	—	1	2	55	45
95	180	120	450	120	50	350	—	1	2	55	45
100	200	130	500	135	55	410	—	1 1/8	2	70	58
105	200	130	500	135	55	410	—	1 1/8	2	70	58
110	200	130	500	135	55	410	—	1 1/8	2	85	65
115	240	145	540	155	60	440	—	1 1/4	2	85	65
120	240	145	540	155	60	440	—	1 1/4	2	100	75
125	240	145	540	155	60	440	—	1 1/4	2	100	75
130	280	150	580	175	65	450	—	1 1/4	2	120	85
135	280	150	580	175	65	450	—	1 1/4	2	120	85
140	280	150	580	175	65	450	—	1 1/4	2	140	95
145	280	150	580	175	65	450	—	1 1/4	2	140	95
150	320	190	610	200	70	490	100	1 1/4	4	150	110
160	320	190	610	200	70	490	100	1 1/4	4	160	125
170	360	200	680	250	80	560	140	1 3/8	4	175	134
180	360	200	680	250	80	560	140	1 3/8	4	190	140
190	400	250	720	310	90	610	150	1 3/8	4	205	145
200	400	250	720	310	90	610	150	1 3/8	4	220	150

Die Preise verstehen sich ohne Schmiergefässe und Befestigungsschrauben.



Schneider, Maschinenelemente.



Lager mit Oelkragen, Oelabfluss und Weissmetallschalen.

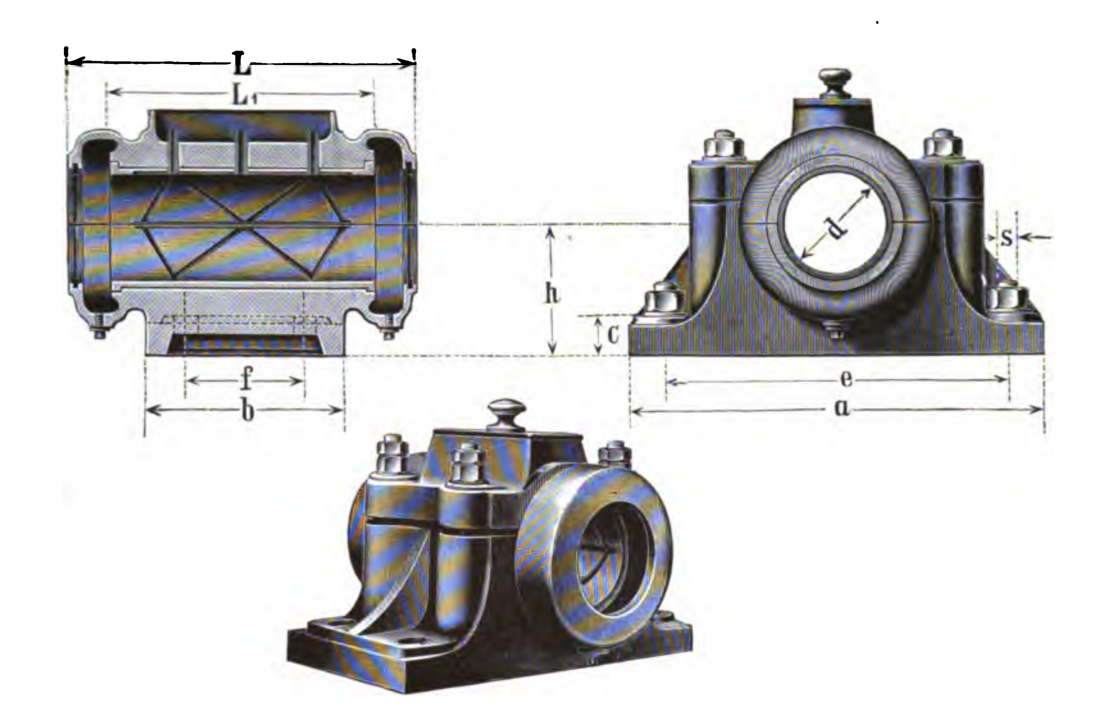
Tabelle s. umstehend.

Nach A. Spengler, Maschinenfabrik, M. Gladbach.

Massstab 1:4.

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Zu Tafel 19 20.



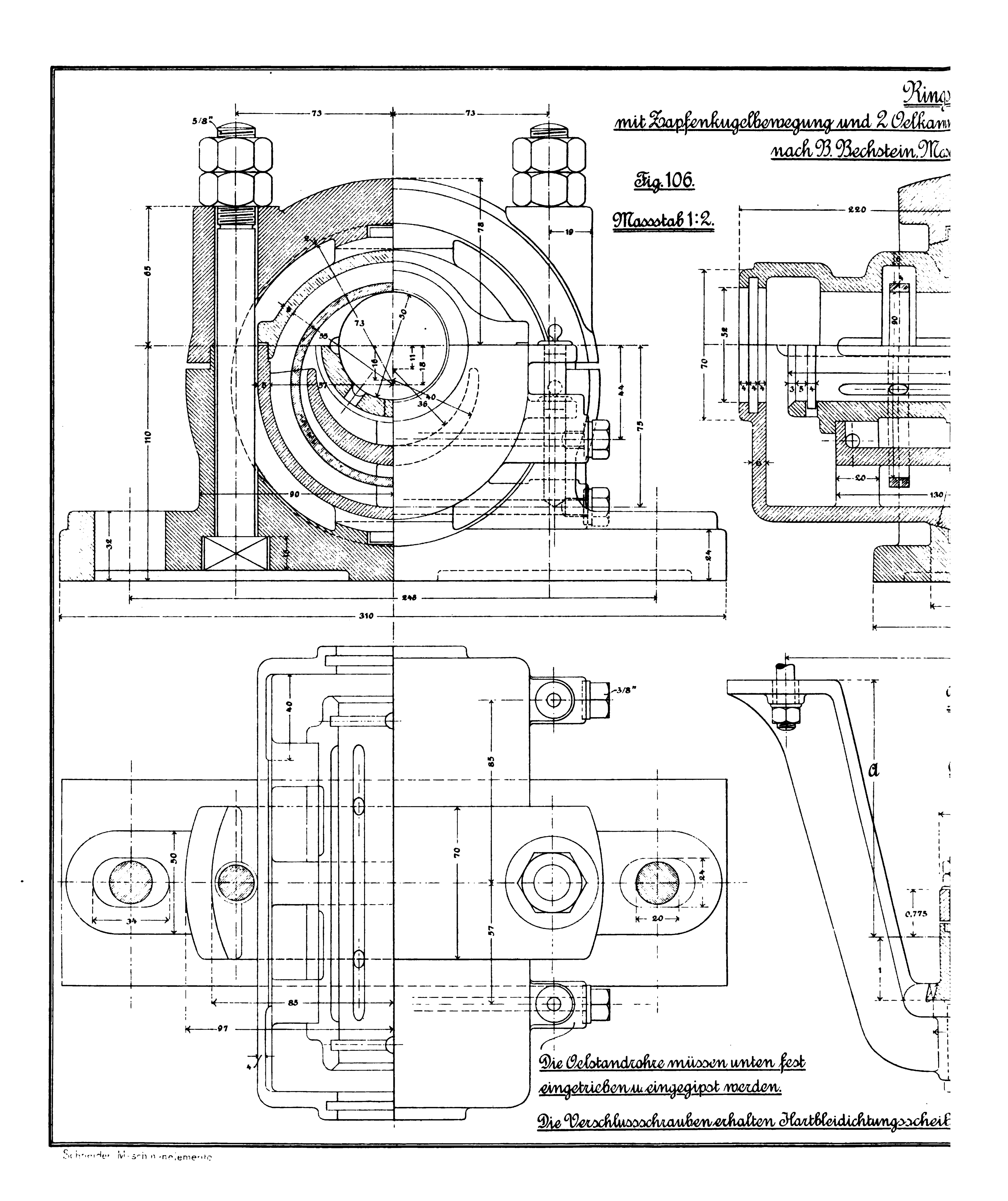
Lager mit Oelkragen, Oelabfluss und Weissmetallschalen.

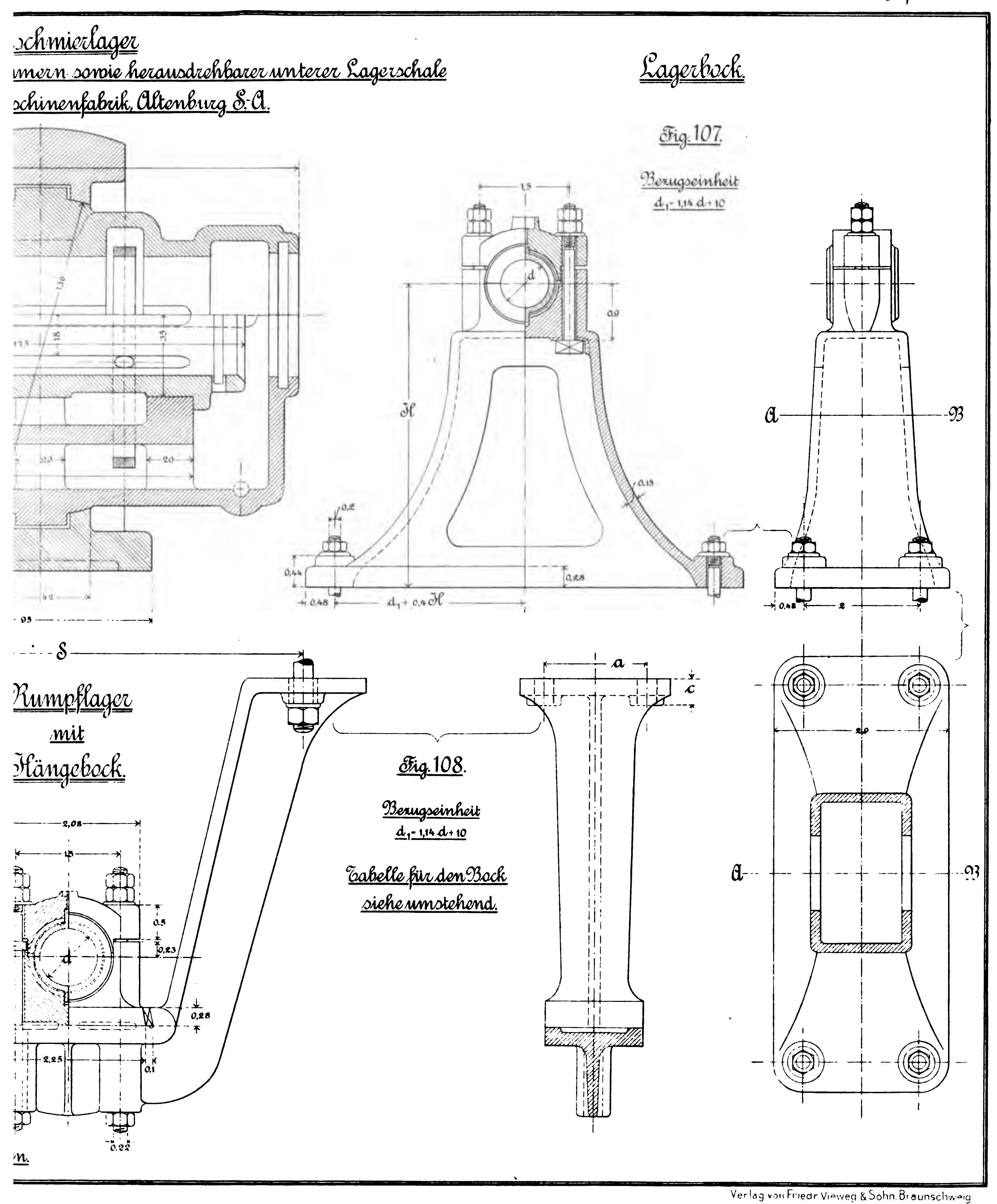
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Aeussere Schalenlänge		Innere Schalenlänge		Lagerhöhe	Fussplatte			Befestigungsschrauben				Gewicht	Preis
						Länge	Breite	Stärke	Längs-Entfernung	Quer-Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L		L_1		h	a	b	c	e	f	s			
mm	mm		mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
90	315	355	230	270	120	420	160	30	330	—	1	2	70	58
100	340	390	250	300	130	460	180	35	370	100	1	4	75	67
110	380	430	280	330	130	470	200	35	380	120	1	4	90	80
120	400	460	300	360	145	530	240	40	430	150	$1\frac{1}{8}$	4	120	92
130	435	500	325	390	160	550	260	40	450	160	$1\frac{1}{8}$	4	170	125
140	465	535	350	420	170	580	280	45	475	170	$1\frac{1}{4}$	4	260	172
150	505	575	380	450	180	610	300	45	500	190	$1\frac{1}{4}$	4	290	190
160	535	615	400	480	190	650	320	50	535	200	$1\frac{1}{4}$	4	320	215
170	575	660	425	510	200	700	340	50	570	210	$1\frac{3}{8}$	4	350	240
180	595	685	450	540	210	750	360	60	600	230	$1\frac{3}{8}$	4	380	265
190	630	725	475	570	220	790	380	60	630	240	$1\frac{3}{8}$	4	410	285
200	660	760	500	600	230	830	400	60	660	250	$1\frac{1}{2}$	4	460	325
210	690	795	525	630	240	855	410	70	680	250	$1\frac{1}{2}$	4	480	345
220	720	830	550	660	250	880	420	70	700	250	$1\frac{5}{8}$	4	500	365
230	720	830	550	660	250	880	420	70	700	250	$1\frac{5}{8}$	4	550	390
240	780	890	600	710	270	920	450	80	740	275	$1\frac{5}{8}$	4	600	430
250	780	890	600	710	270	920	450	80	740	275	$1\frac{5}{8}$	4	650	450
260	840	950	650	760	290	1000	475	90	800	300	$1\frac{3}{4}$	4	700	480
270	840	950	650	760	290	1000	475	90	800	300	$1\frac{3}{4}$	4	760	520
280	900	1010	700	810	310	1100	500	100	860	320	$1\frac{3}{4}$	4	830	570

Bei sämmtlichen Lagern werden die Schalen in einer Länge von $2\frac{1}{2}$ und 3 d ausgeführt.

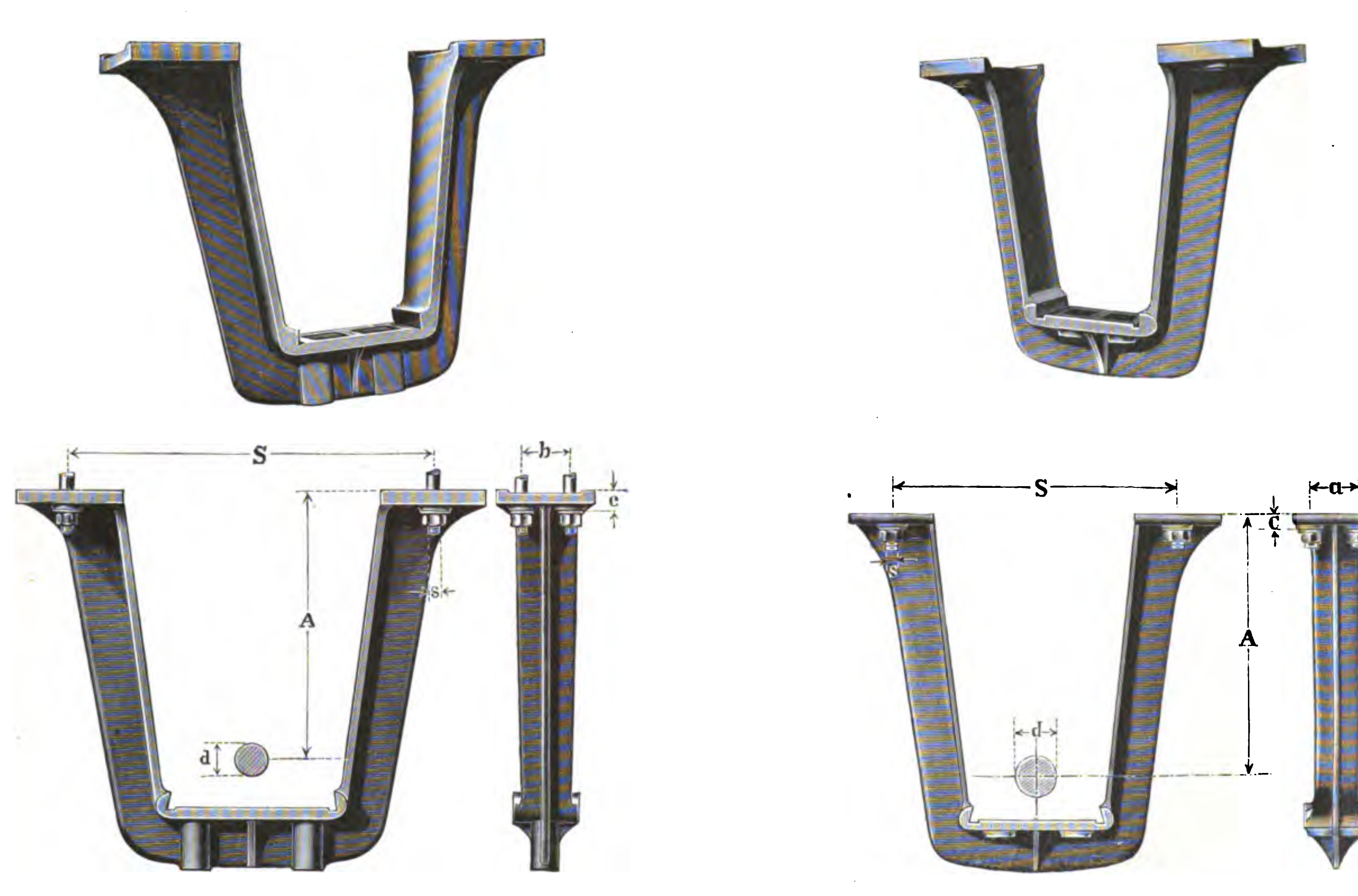
Preise verstehen sich ohne Befestigungsschrauben.


Ring
mit Zapfenkugelbewegung und 2 Oelkam
nach B. Bechstein, Ma
Fig. 106.
Masstab 1:2.
Die Oelstandrohre müssen unten fest
eingetrieben u. eingegipst werden.
Die Verschlussschrauben erhalten Hartbleidichtungsscheib



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

Zu Tafel 21/22.



Hängeböcke für Lager mit kurzem Fuss.

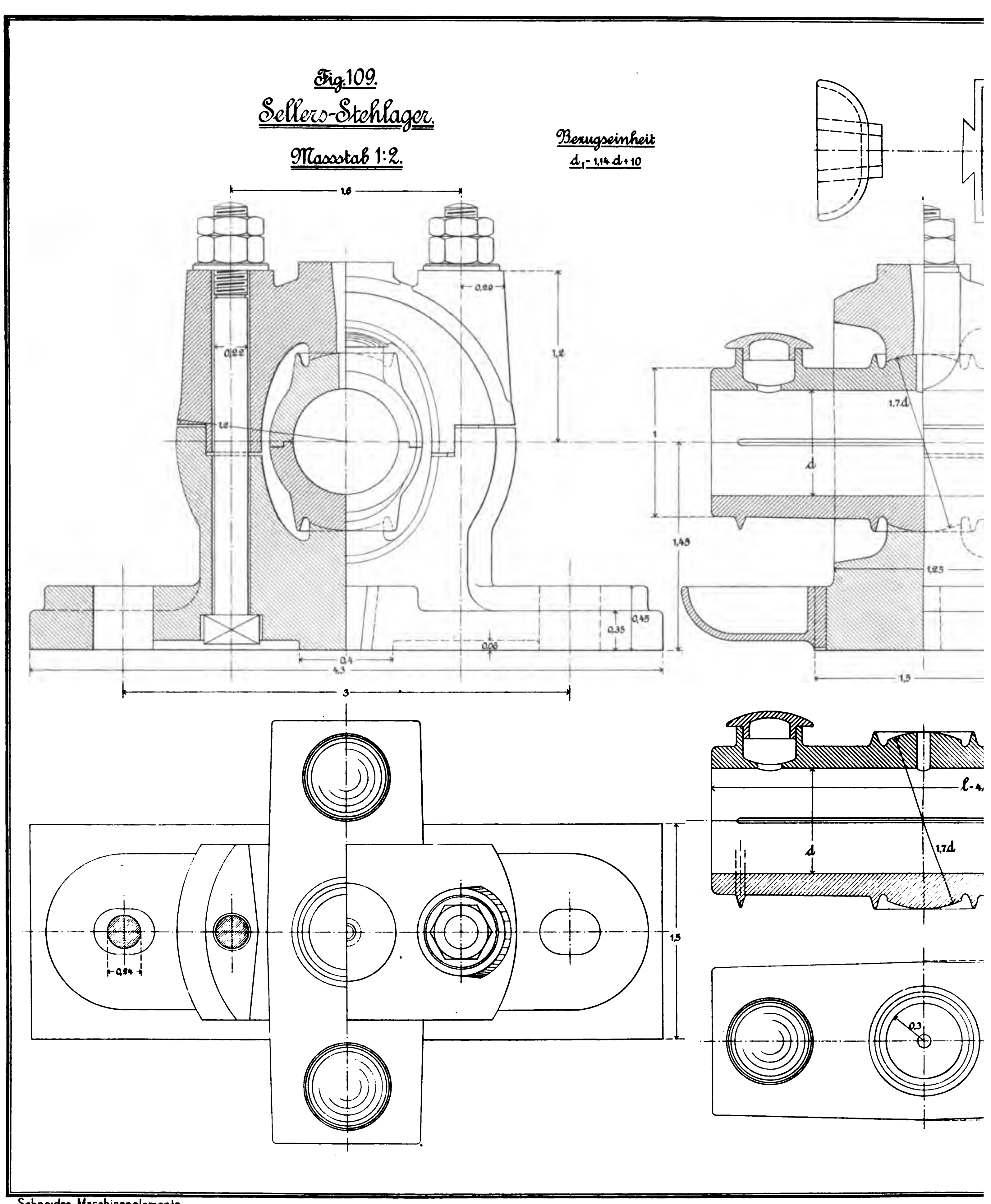
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung S mm	Quer-Entfernung a mm	Durchmesser s Zoll	Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
50	400	30	640	175	3/4	4	25	10
	500	30	680	175	3/4	4	30	12
	600	30	720	175	3/4	4	40	16
	700	30	760	175	3/4	4	50	20
55	400	30	640	175	3/4	4	25	10
	500	30	680	175	3/4	4	30	12
	600	30	720	175	3/4	4	40	16
	700	30	760	175	3/4	4	50	20
60	400	30	640	175	3/4	4	45	18
	500	30	680	175	3/4	4	50	20
	600	30	720	175	3/4	4	65	26
	700	30	760	175	3/4	4	75	30
65	400	30	640	175	3/4	4	45	18
	500	30	680	175	3/4	4	50	20
	600	30	720	175	3/4	4	65	26
	700	30	760	175	7/8	4	75	30
70	500	35	730	200	7/8	4	70	28
	600	35	760	200	7/8	4	90	36
	700	35	790	200	7/8	4	110	42
	800	35	820	200	7/8	4	125	47
75	500	35	730	200	7/8	4	70	27
	600	35	760	200	7/8	4	90	34
	700	35	790	200	7/8	4	110	42
	800	35	820	200	7/8	4	125	47
80	500	35	730	200	7/8	4	95	34
	600	35	760	200	7/8	4	105	40
	700	35	790	200	7/8	4	125	47
	800	35	820	200	7/8	4	145	55
85	500	35	730	200	7/8	4	85	34
	600	35	760	200	7/8	4	105	40
	700	35	790	200	7/8	4	125	47
	800	35	820	200	7/8	4	145	55

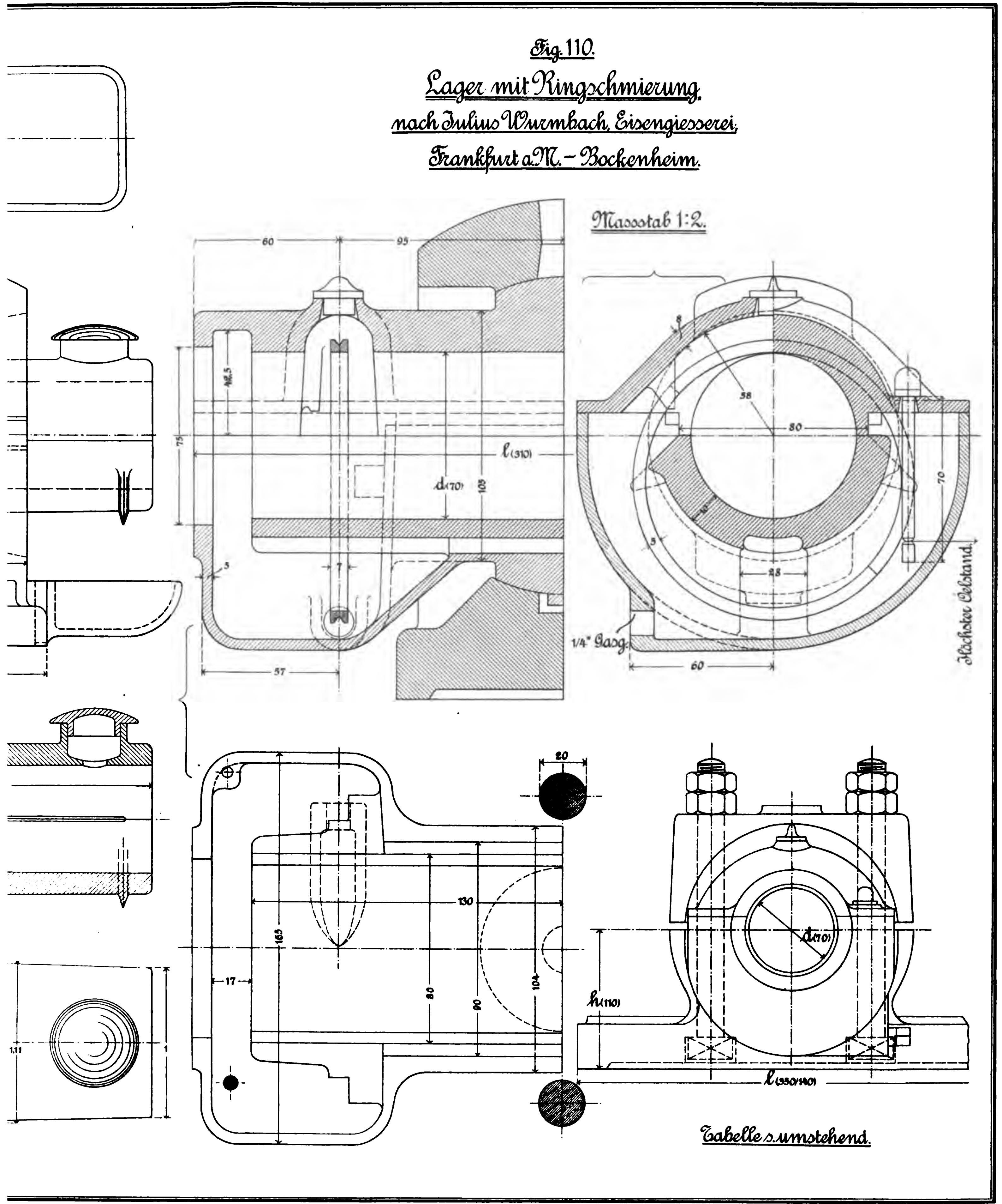
Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung S mm	Quer-Entfernung a mm	Durchmesser s Zoll	Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
90	500	35	760	225	7/8	4	90	36
	600	35	800	225	1	4	115	44
	700	35	830	225	1	4	130	49
	800	35	860	225	1	4	150	57
95	500	35	760	225	7/8	4	90	36
	600	35	800	225	1	4	115	44
	700	35	830	225	1	4	130	49
	800	35	860	225	1	4	150	57
100	500	40	760	225	1	4	95	38
	600	40	800	225	1	4	120	46
	700	40	830	225	1	4	135	57
	800	40	860	225	1	4	155	60
	900	40	890	225	1	4	170	65
105	500	40	760	225	1	4	95	38
	600	40	800	225	1	4	120	46
	700	40	830	225	1	4	135	54
	800	40	860	225	1	4	155	60
	900	40	890	225	1	4	175	65
110	500	40	760	250	1	4	105	40
	600	40	800	250	1 1/8	4	134	49
	700	40	830	250	1 1/8	4	145	55
	800	40	860	250	1 1/8	4	165	63
	900	40	890	250	1 1/8	4	185	70
115	500	40	760	250	1 1/8	4	105	40
	600	40	800	250	1 1/8	4	130	49
	700	40	830	250	1 1/8	4	145	55
	800	40	860	250	1 1/8	4	165	63
	900	40	890	250	1 1/8	4	185	70
120	500	45	1055	250	1 1/8	4	110	42
	600	45	1090	250	1 1/8	4	140	52
	700	45	1130	250	1 1/8	4	155	60
	800	45	1180	250	1 1/4	4	175	66

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung S mm	Quer-Entfernung a mm	Durchmesser s Zoll	Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
120	900	45	1210	250	1 1/4	4	200	72
125	500	45	1055	250	1 1/8	4	110	42
	600	45	1090	250	1 1/8	4	140	53
	700	45	1130	250	1 1/8	4	155	60
	800	45	1180	250	1 1/4	4	175	66
	900	45	1210	250	1 1/4	4	200	72
130	500	45	1055	275	1 1/4	4	124	46
	600	45	1090	275	1 1/4	4	150	57
	700	45	1130	275	1 1/4	4	165	63
	800	45	1180	275	1 1/4	4	185	70
	900	45	1210	275	1 1/4	4	210	76
135	500	45	1055	275	1 1/4	4	120	46
	600	45	1090	275	1 1/4	4	150	57
	700	45	1130	275	1 1/4	4	165	63
	800	45	1180	275	1 1/4	4	185	70
	900	45	1210	275	1 1/4	4	210	76
140	500	50	1055	275	1 1/4	4	180	49
	600	50	1090	275	1 1/4	4	160	61
	700	50	1130	275	1 1/4	4	175	67
	800	50	1180	275	1 3/8	4	195	74
	900	50	1210	275	1 3/8	4	220	79
145	500	50	1055	275	1 1/4	4	180	49
	600	50	1090	275	1 1/4	4	160	61
	700	50	1130	275	1 1/4	4	175	67
	800	50	1180	275	1 3/8	4	195	74
	900	50	1210	275	1 3/8	4	220	79
150	500	50	1055	275	1 3/8	4	145	55
	600	50	1090	275	1 3/8	4	170	65
	700	50	1130	275	1 3/8	4	190	72
	800	50	1180	275	1 3/8	4	210	76
	900	50	1210	275	1 3/8	4	225	81

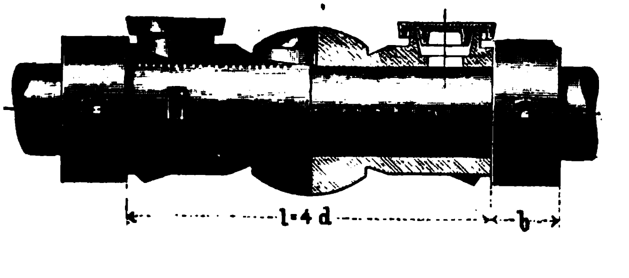
Die Preise verstehen sich ausschliesslich Befestigungsmaterial.

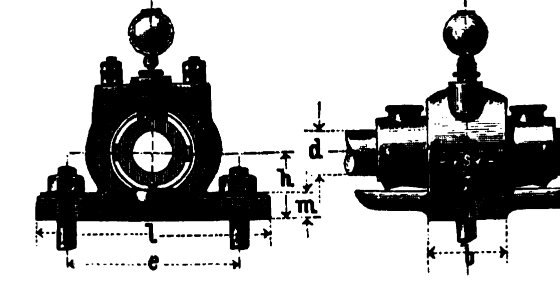


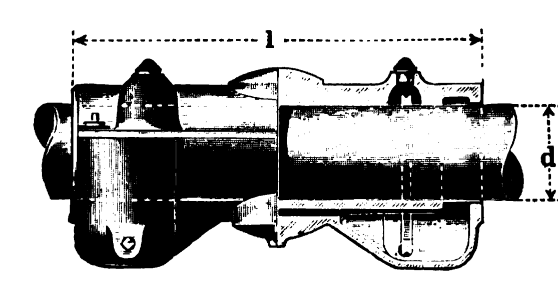
Schneider, Maschinenelemente.

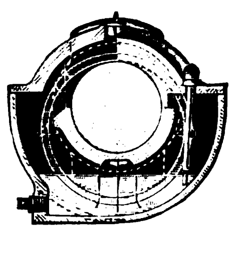


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.









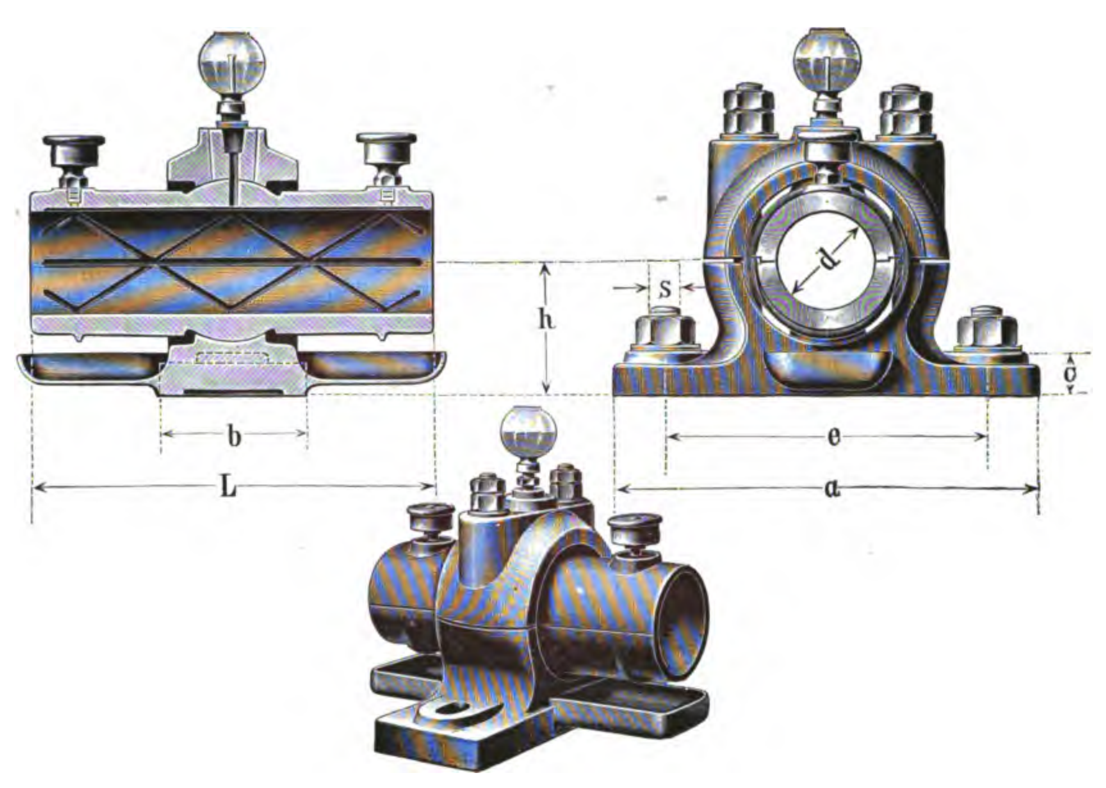
Stehlager mit Kugelbewegung.

Nach Julius Wurmbach, Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Lagerschale ohne Ringschmierung. **Lagerschale mit Ringschmierung.**

Wellen-durch-messer d	Länge der Lagerschale ohne Ringschmierung	Länge der Lagerschale mit Ringschmierung	Lager-höhe h	Fussplatte Länge l	Fussplatte Breite b	Fussplatte Stärke m	Schrauben zur Befestigung der Lager Entfernung e	Schrauben zur Befestigung der Lager Durchmesser s	Gusstheile zu einem Lager, unbearbeitet, ohne Ringschmierung Gewicht	Gusstheile, unbearbeitet, ohne Ringschmierung Preis	Gusstheile, unbearbeitet, mit Ringschmierung Gewicht	Gusstheile, unbearbeitet, mit Ringschmierung Preis	Fertig bearbeitetes Lager ohne Ringschmierung Gewicht	Fertig bearbeitetes Lager ohne Ringschmierung Preis	Fertig bearbeitetes Lager mit Ringschmierung Gewicht	Fertig bearbeitetes Lager mit Ringschmierung Preis
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	Mk.	kg	Mk.	kg	Mk.	kg	Mk.
30	120	160	55	185	60	22	135	13	5,5	2,50	6,5	3,50	5,3	10,00	6,3	13,00
35	140	160	55	185	60	22	135	13	6,0	2,70	7,0	3,70	5,7	10,50	6,7	13,50
40	160	180	70	220	90	27	165	13	9,0	3,60	11,0	4,90	8,5	12,00	10,5	15,50
45	180	200	70	220	90	27	165	13	9,5	3,80	11,5	5,10	9,0	12,50	11,0	16,00
50	200	220	75	260	100	31	185	16	14,5	4,90	17,5	6,50	14,0	15,50	17,0	19,50
55	220	240	75	260	100	31	185	16	15,0	5,20	18,0	6,80	14,5	16,00	17,5	20,00
60	240	270	90	310	125	32	230	23	25,0	8,00	29,0	10,00	24,0	21,00	28,0	26,00
65	260	290	90	310	125	32	230	23	25,5	8,30	29,5	10,30	24,5	22,00	28,5	27,00
70	280	310	110	350	140	36	260	23	36,5	11,50	41,5	13,90	35,5	27,00	40,5	33,50
75	300	330	110	350	140	36	260	23	37,5	11,80	42,5	14,30	36,5	28,00	41,5	34,50
80	320	350	110	350	140	36	260	23	38,5	12,20	43,5	14,80	37,5	29,00	42,5	35,50
85	340	370	125	400	165	40	300	26	53,5	16,20	59,0	19,30	52,0	35,00	58,0	43,00
90	360	390	125	400	165	40	300	26	55,5	16,80	61,5	20,00	54,0	36,50	60,0	44,50
95	380	410	125	400	165	40	300	26	58,0	17,50	64,0	20,80	56,5	38,00	62,5	46,00
100	400	430	140	440	170	42	340	30	75,5	22,00	82,5	25,80	73,5	47,00	80,5	56,50
105	420	450	140	440	170	42	340	30	78,5	23,00	85,5	26,90	76,5	48,50	83,5	58,00
110	440	470	140	440	170	42	340	30	81,5	24,00	88,5	28,00	79,5	50.00	86,5	59,50
115	460	490	150	500	180	45	380	33	104,0	29,00	112,0	33,50	102,0	61,00	110,0	73,00
120	480	510	150	500	180	45	380	33	106,0	30,00	114,0	34,60	104,0	63,00	112,0	75,00
125	500	530	150	500	180	45	380	33	108,0	31,00	116,0	35.70	106,0	65,00	114,0	77,00

In den Preisen für die bearbeiteten Stehlager sind die Befestigungsschrauben sowie die Schmiergefässe nicht mit einbegriffen.



Stehlager mit Kugelbewegung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Schalen-länge	Lager-Höhe	Fussplatte			Befestigungsschrauben			Gewicht	Preis
			Länge	Breite	Stärke	Ent-fernung	Durch-messer	Anzahl		
d	L	h	a	b	c	e	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
50	255	100	335	110	35	240	$^5/_8$	2	15	20
55	255	100	335	110	35	240	$^5/_8$	2	15	20
60	255	100	335	110	35	240	$^5/_8$	2	25	27
65	255	100	335	110	35	240	$^5/_8$	2	25	27
70	300	110	380	130	40	275	$^3/_4$	2	40	34
75	300	110	380	130	40	275	$^3/_4$	2	40	34
80	320	110	380	130	40	275	$^7/_8$	2	45	40
85	320	110	380	130	40	275	$^7/_8$	2	45	40
90	360	120	400	140	45	300	1	2	55	48
95	360	120	400	140	45	300	1	2	55	48
100	400	135	420	150	45	320	$1^1/_8$	2	80	56
105	400	135	420	150	45	320	$1^1/_8$	2	85	56
110	410	140	435	200	50	335	$1^1/_4$	2	95	65
115	410	140	435	200	50	335	$1^1/_4$	2	100	65
120	410	140	435	200	50	335	$1^1/_4$	2	125	75
125	410	140	435	200	50	335	$1^1/_4$	2	130	75
130	510	150	500	210	55	400	$1^3/_8$	2	150	90
135	510	150	500	210	55	400	$1^3/_8$	2	155	90
140	510	150	500	210	55	400	$1^3/_8$	2	170	110
145	510	150	500	210	55	400	$1^3/_8$	2	175	110
150	550	160	540	220	55	435	$1^3/_8$	2	190	130

Die Preise verstehen sich **ohne** Schmiergefässe und Befestigungsschrauben.

Sellers-Stehlager.

Nach A. Spengler, Maschinenfabrik, M. Gladbach.

Masstab 1:3.

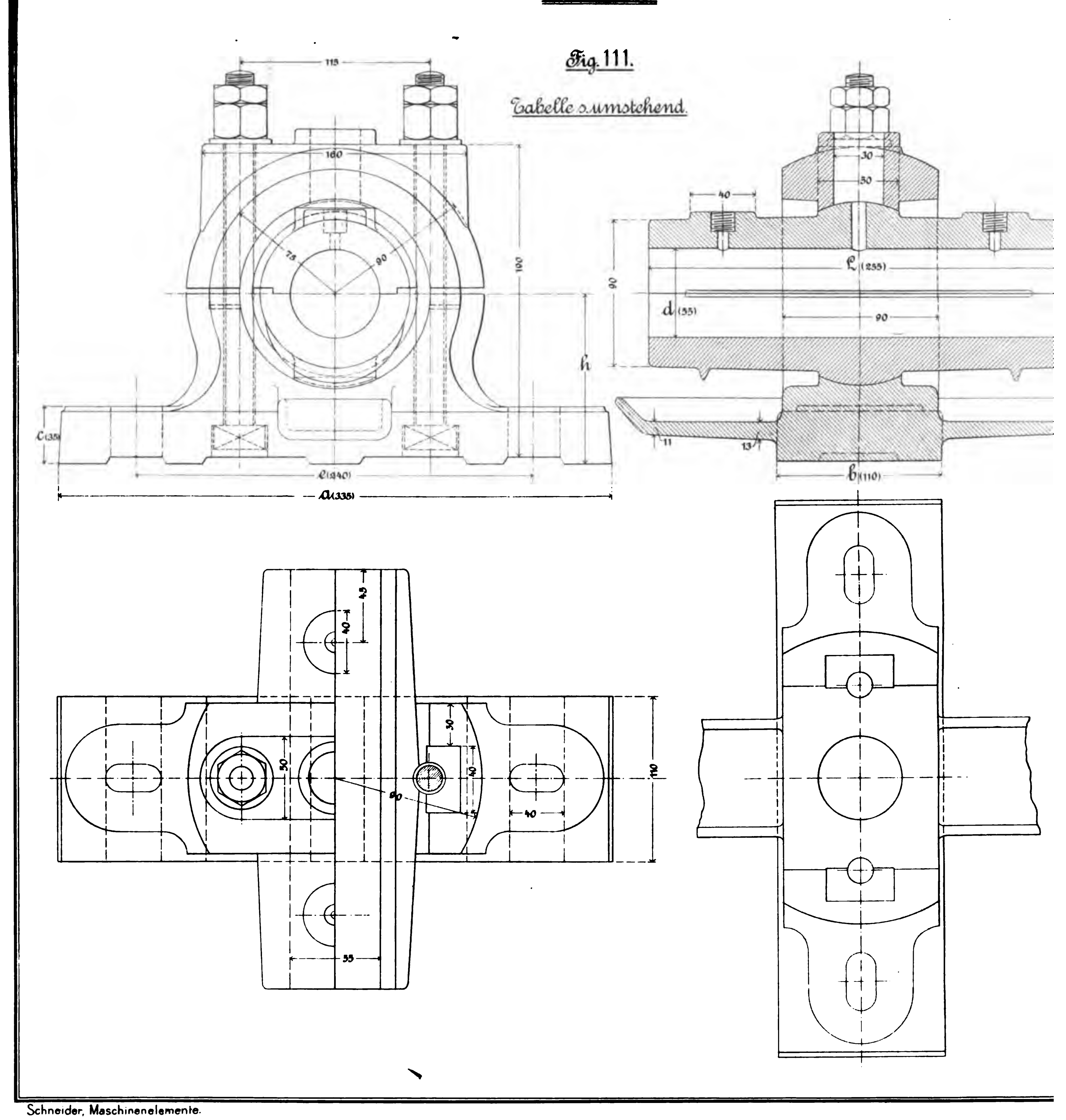
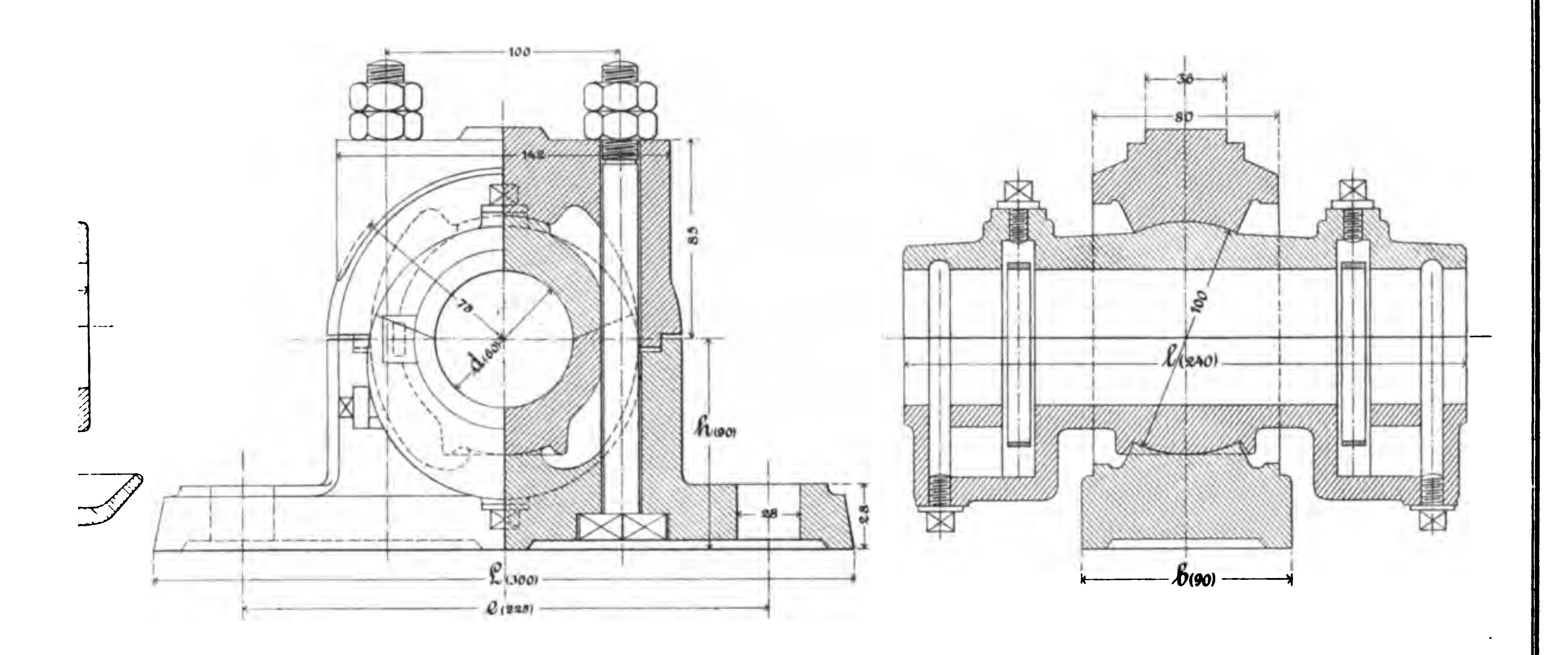


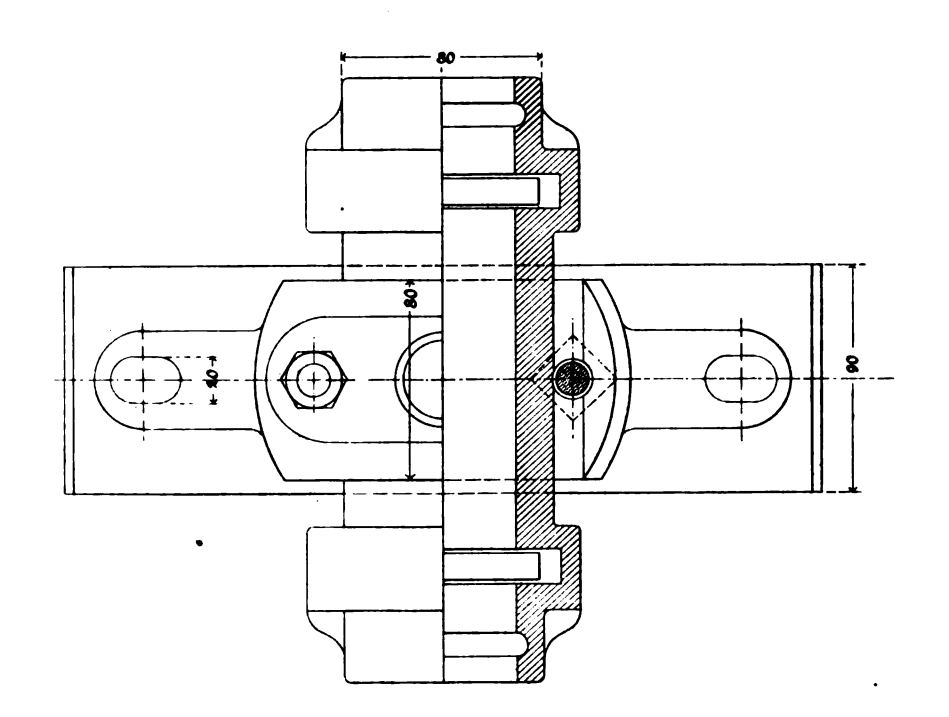
Fig. 111.

Tabelle s. umstehend.

Schneider, Maschinenelemente.

Oelcirculationslager.





Nach Ulrich & Hinrichs Act. Ges.

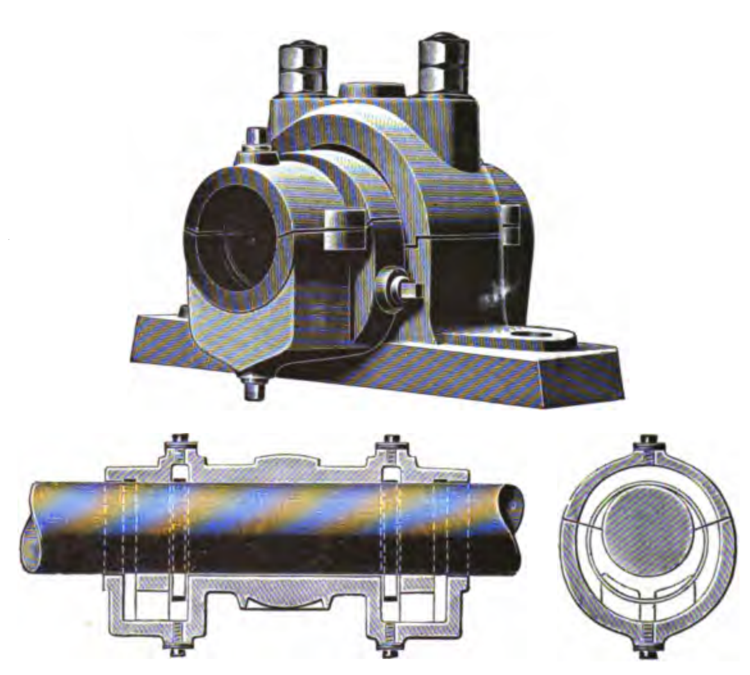
Ratingen - Düsseldorf.

Fig. 112.

Masstab 1:3.

Tabelle s. umstehend.

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



Transmissionslager mit Oelcirculation.

Nach Ullrich & Hinrichs, Ratingen-Düsseldorf.

Wellen-durch-messer d	Länge der Schale l	Höhe bis Mitte Lager h	Lagerfuss		Befestigungs-schrauben		Gewicht	Stück-preis
			Länge L	Breite b	Ent-fernung e	Durch-messer		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	Mk
30	120	55	200	60	140	13	9	16,00
35	140	55	200	60	140	13	10	18,00
40	160	65	220	70	170	13	11	20,00
45	180	65	220	70	170	13	13	22,00
50	200	82	260	75	195	16	18	25,00
55	220	82	260	75	195	16	18,5	27,00
60	240	90	300	90	225	19	25	31,00
65	260	90	300	90	225	19	26	34,00
70	280	110	350	115	260	19	36	37,00
75	300	110	350	115	260	22	37	40,00
80	320	110	370	120	270	22	45	45,00
85	340	125	370	120	270	22	46	48,00
90	360	125	400	130	280	26	60	55,00
95	380	125	400	130	280	26	65	58,00
100	400	140	460	150	330	26	90	65,00

Die Sohlfläche der Lagerkörper ist gehobelt.

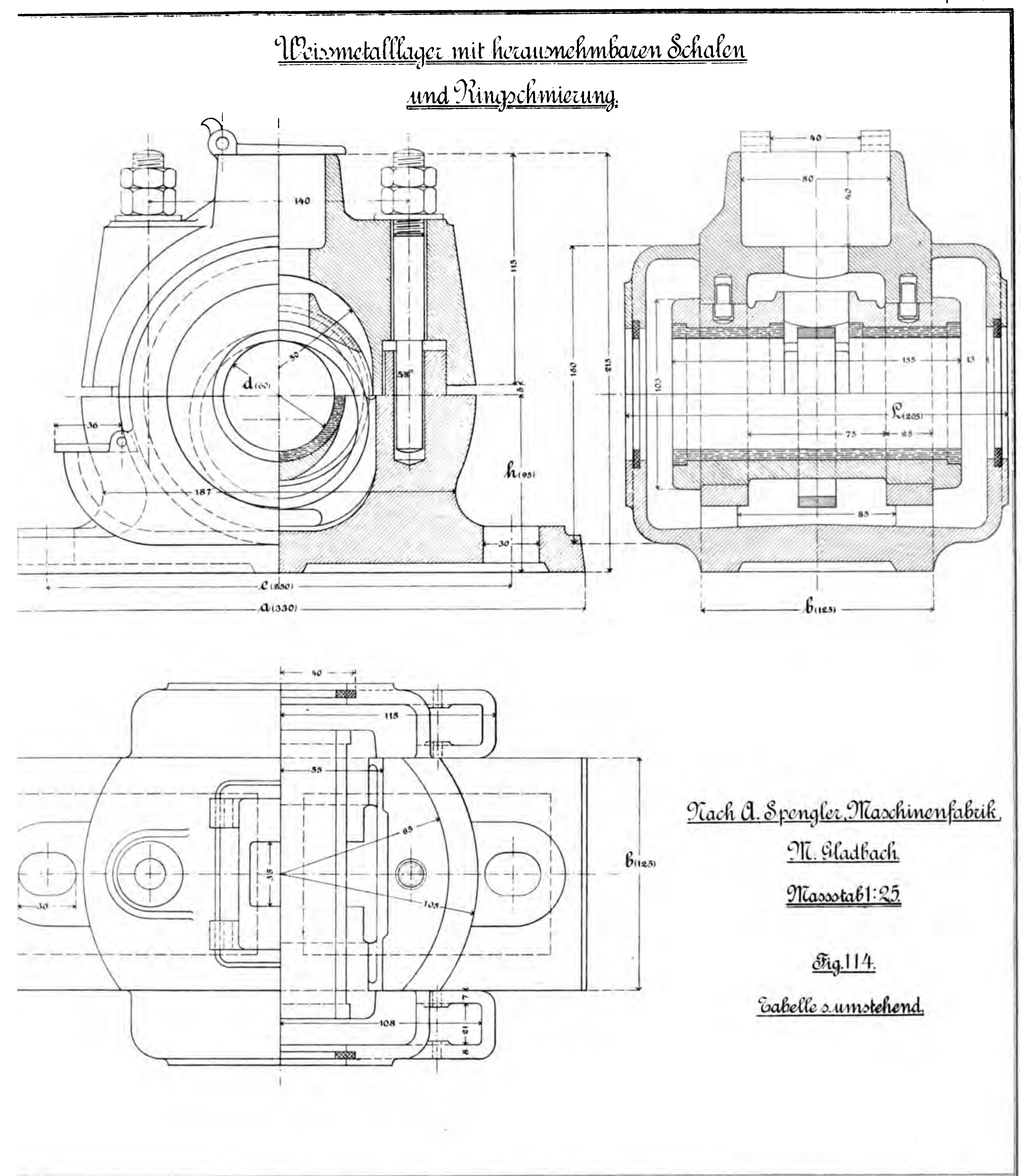
Stehlager mit Kugelbewegung u. Ringschmierung.

Nach A. Spengler, Maschinenfabrik, M. Gladbach.

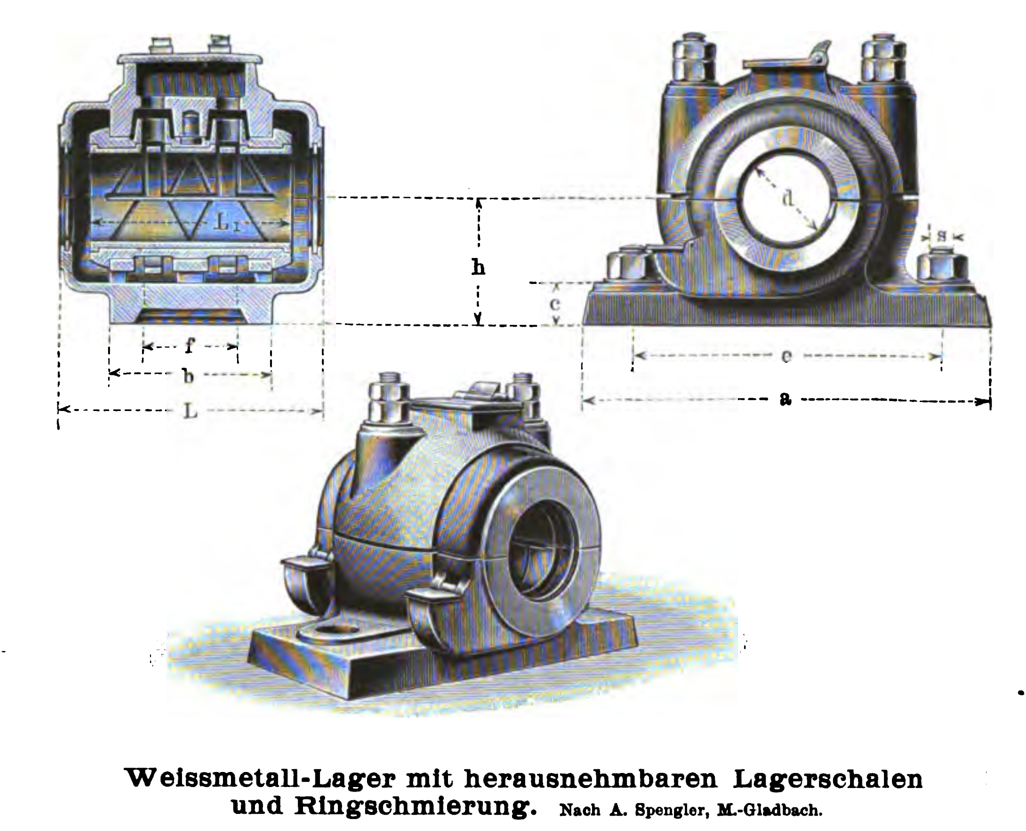
Fig. 113.

Tabelle s. umstehend.

Massstab 1:2,5.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Braunschweig

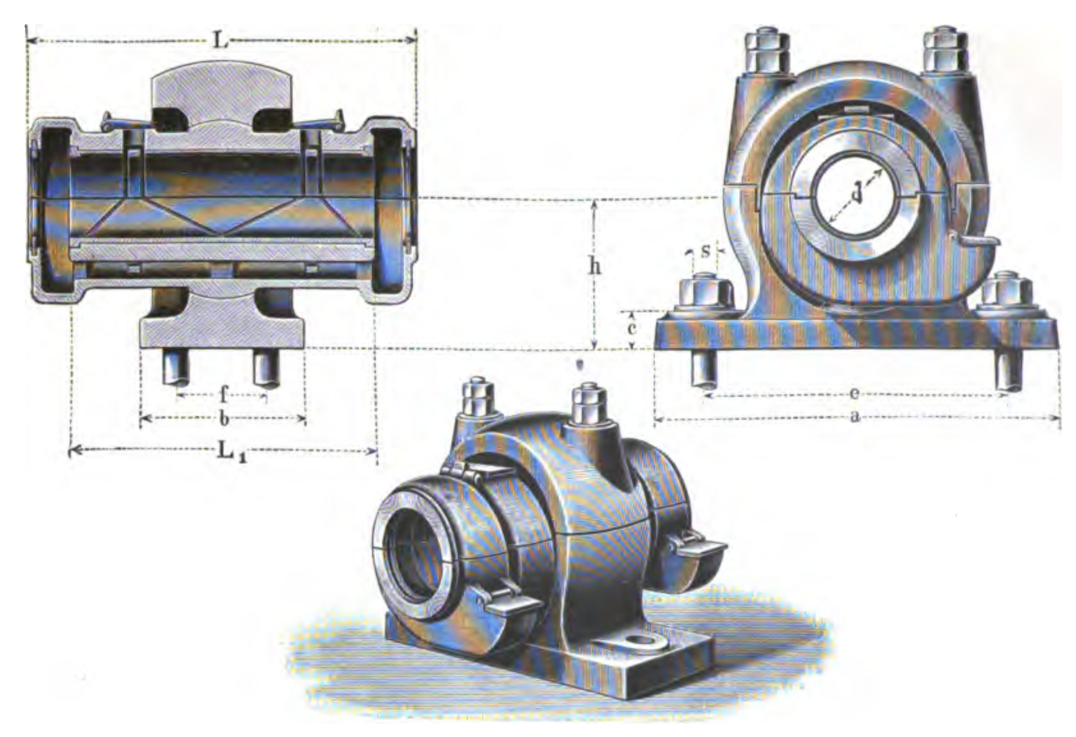


Weissmetall-Lager mit herausnehmbaren Lagerschalen und Ringschmierung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Aeussere Schalenlänge L mm	Innere Schalenlänge L_1 mm	Lagerhöhe h mm	Fussplatte: Länge a mm	Fussplatte: Breite b mm	Fussplatte: Stärke c mm	Befestigungsschrauben: Länge-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung f mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
50	180	130	80	290	110	27	220	—	3/4	2	30	35
55	180	130	80	290	110	27	220	—	3/4	2	30	35
60	205	155	95	330	125	30	250	—	3/4	2	35	38
65	205	155	95	330	125	30	250	—	3/4	2	35	38
70	230	175	110	370	140	35	280	—	7/8	2	45	45
75	230	175	110	370	140	35	280	—	7/8	2	45	45
80	230	175	110	370	140	35	280	—	7/8	2	50	55
85	265	205	125	410	165	40	310	—	1	2	59	55
90	265	205	125	410	165	40	310	—	1	2	63	65
95	265	205	125	410	165	40	310	—	1	2	63	65
100	310	240	140	460	190	43	350	—	1 1/8	2	80	75
105	310	240	140	460	190	43	350	—	1 1/8	2	80	75
110	310	240	140	460	190	43	350	—	1 1/8	2	92	90
115	360	280	170	510	220	48	400	110	1	4	92	90
120	360	280	170	510	220	48	400	110	1	4	125	105
125	360	280	170	510	220	48	400	110	1	4	125	105
130	360	280	170	510	220	48	400	110	1	4	148	140
135	420	330	200	580	250	55	460	130	1 1/8	4	148	140
140	420	330	200	580	250	55	460	130	1 1/8	4	220	180
145	420	330	200	580	250	55	460	130	1 1/4	4	220	180
150	420	330	200	580	250	55	460	130	1 1/4	4	260	200
160	420	330	200	580	250	55	460	130	1 1/4	4	290	225
170	490	390	235	680	280	65	550	150	1 3/8	4	330	250
180	490	390	235	680	280	65	550	150	1 3/8	4	360	280
190	490	390	235	680	280	65	550	150	1 3/8	4	400	300
200	560	450	270	790	320	80	630	170	1 1/2	4	430	340
210	560	450	270	790	320	80	630	170	1 1/2	4	470	360
220	560	450	270	790	320	80	630	170	1 1/2	4	570	380

Die Preise verstehen sich **ohne** Befestigungsschrauben.



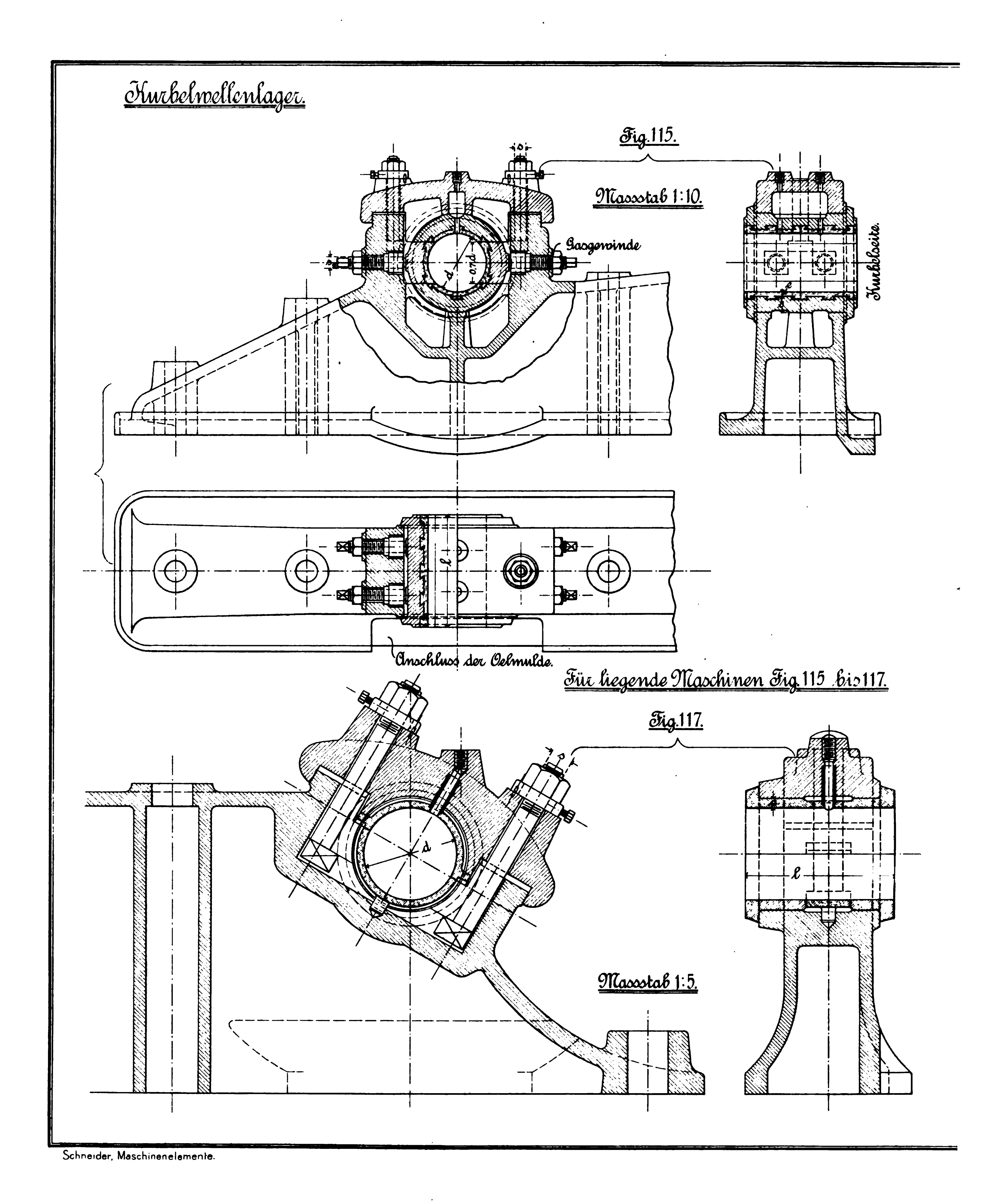
Stehlager mit Kugelbewegung und Ringschmierung.

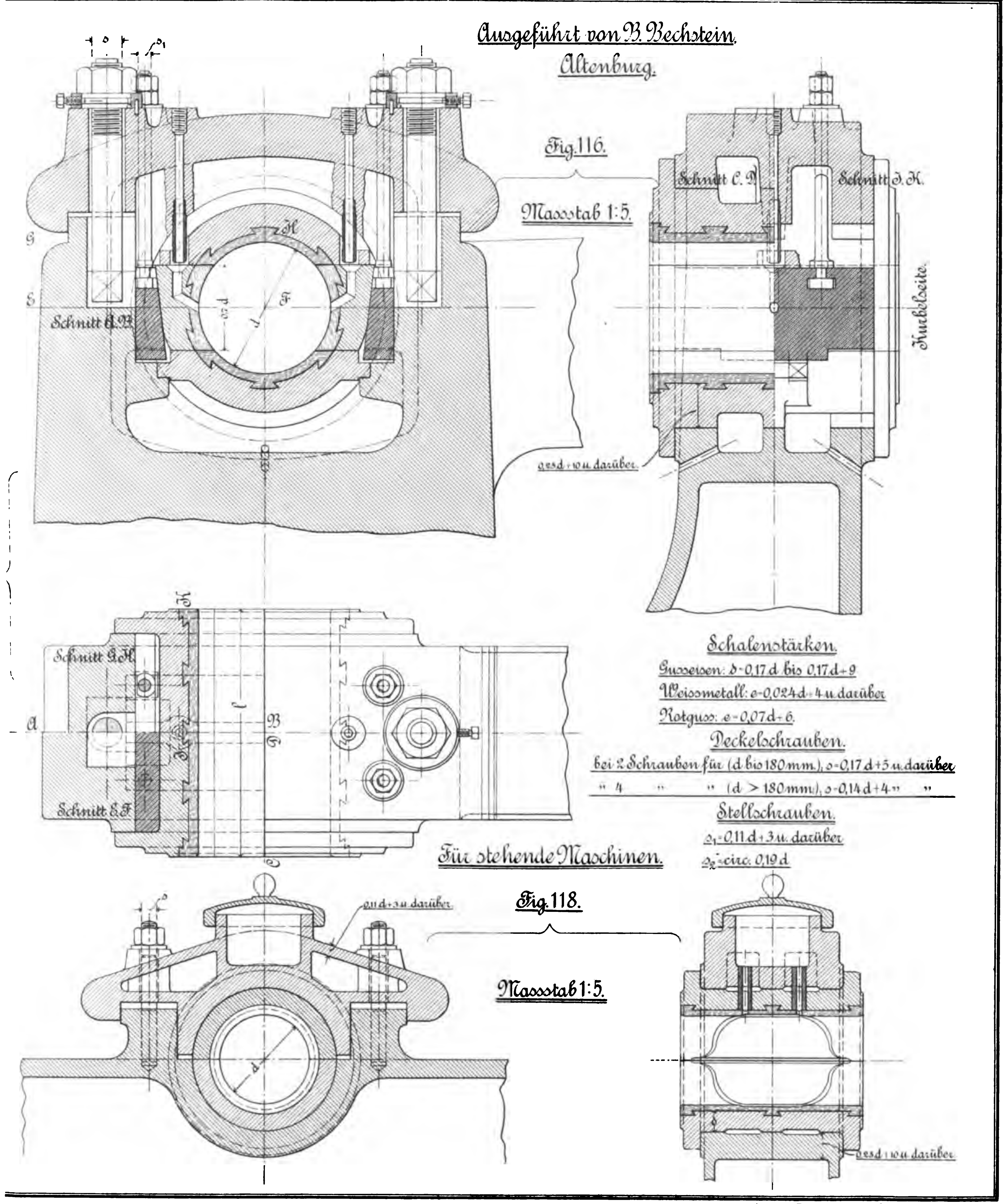
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Aeussere Schalenlänge L mm	Innere Schalenlänge L_1 mm	Lagerhöhe h mm	Fussplatte: Länge a mm	Fussplatte: Breite b mm	Fussplatte: Stärke c mm	Befestigungsschrauben: Länge-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung f mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
40	200	150	90	225	90	25	170	—	1/2	2	15	25
45	200	150	90	225	90	25	170	—	1/2	2	15	25
50	240	175	100	260	105	28	200	—	5/8	2	25	28
55	240	175	100	260	105	28	200	—	5/8	2	25	28
60	280	205	110	310	125	30	230	—	3/4	2	30	35
65	280	205	110	310	125	30	230	—	3/4	2	30	35
70	330	250	130	350	140	36	260	—	7/8	2	45	43
75	330	250	130	350	140	36	260	—	7/8	2	45	43
80	330	250	130	350	140	36	260	—	7/8	2	55	52
85	390	300	150	400	165	40	300	—	1	2	55	52
90	390	300	150	400	165	40	300	—	1	2	75	65
95	390	300	150	400	165	40	300	—	1	2	75	65
100	460	370	180	450	190	45	340	—	1 1/8	2	100	72
105	460	370	180	450	190	45	340	—	1 1/8	2	100	72
110	460	370	180	450	190	45	340	—	1 1/8	2	120	80
115	520	425	200	515	220	50	395	110	1	4	120	80
120	520	425	200	515	220	50	395	110	1	4	150	90
125	520	425	200	515	220	50	395	110	1	4	150	90
130	520	425	200	515	220	50	395	110	1	4	190	105
135	600	500	225	580	250	55	460	130	1 1/4	4	190	105
140	600	500	225	580	250	55	460	130	1 1/4	4	200	125
145	600	500	225	580	250	55	460	130	1 1/4	4	200	125
150	600	500	225	580	250	55	460	130	1 1/4	4	210	140

Die Preise verstehen sich **ohne** Befestigungsschrauben und gelten für Lager **ohne** Weissmetallschalen.

Preise für solche **mit** Weissmetallschalen auf besondere Anfrage.

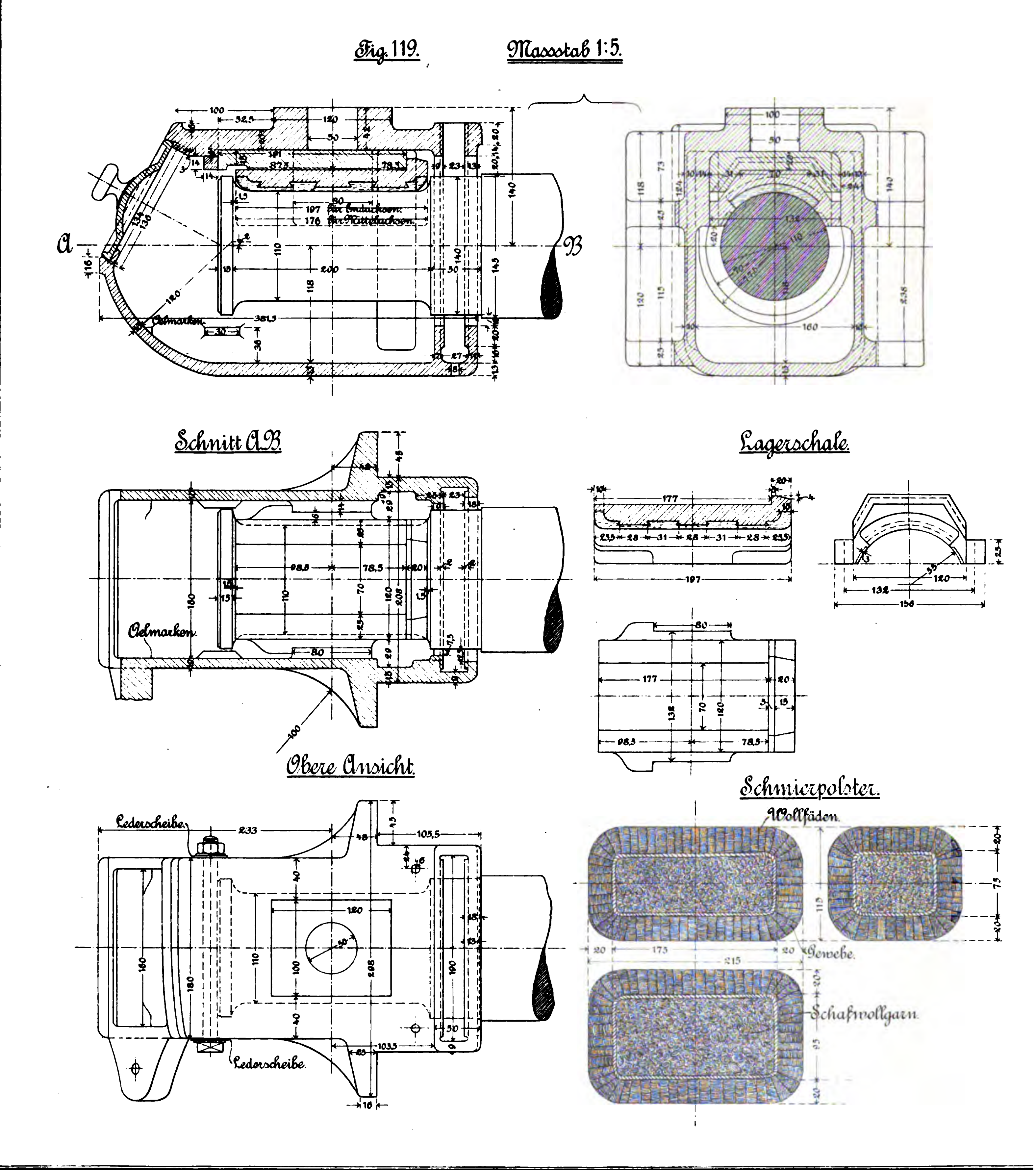

Kurbelwellenlager.
Fig. 115.
Masstab 1:10.
Gasgewinde
Kurbelseite
Anschluss der Oelmulde.
Für liegende Maschinen Fig. 115 bis 117.
Fig. 117.
Masstab 1:5.

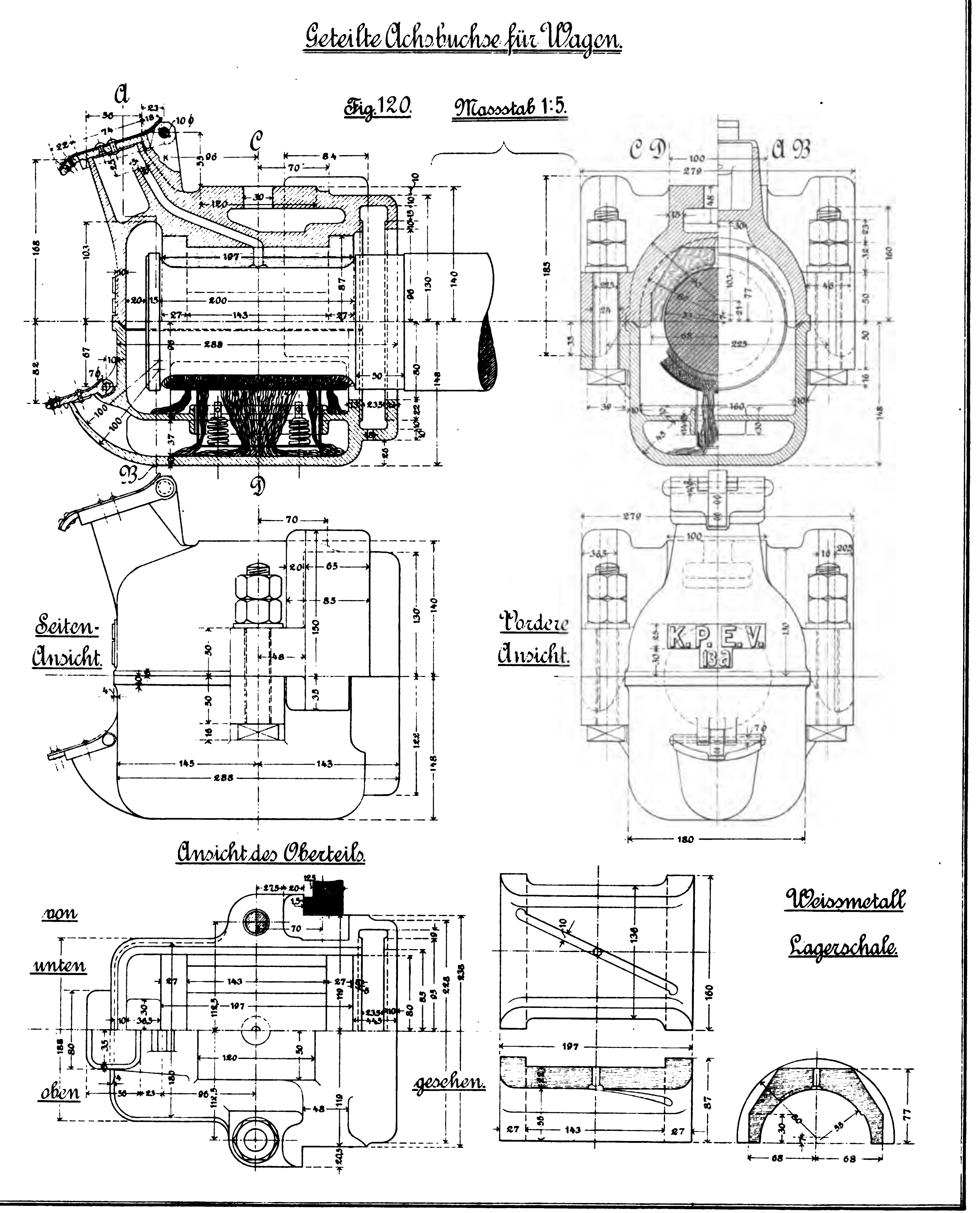


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

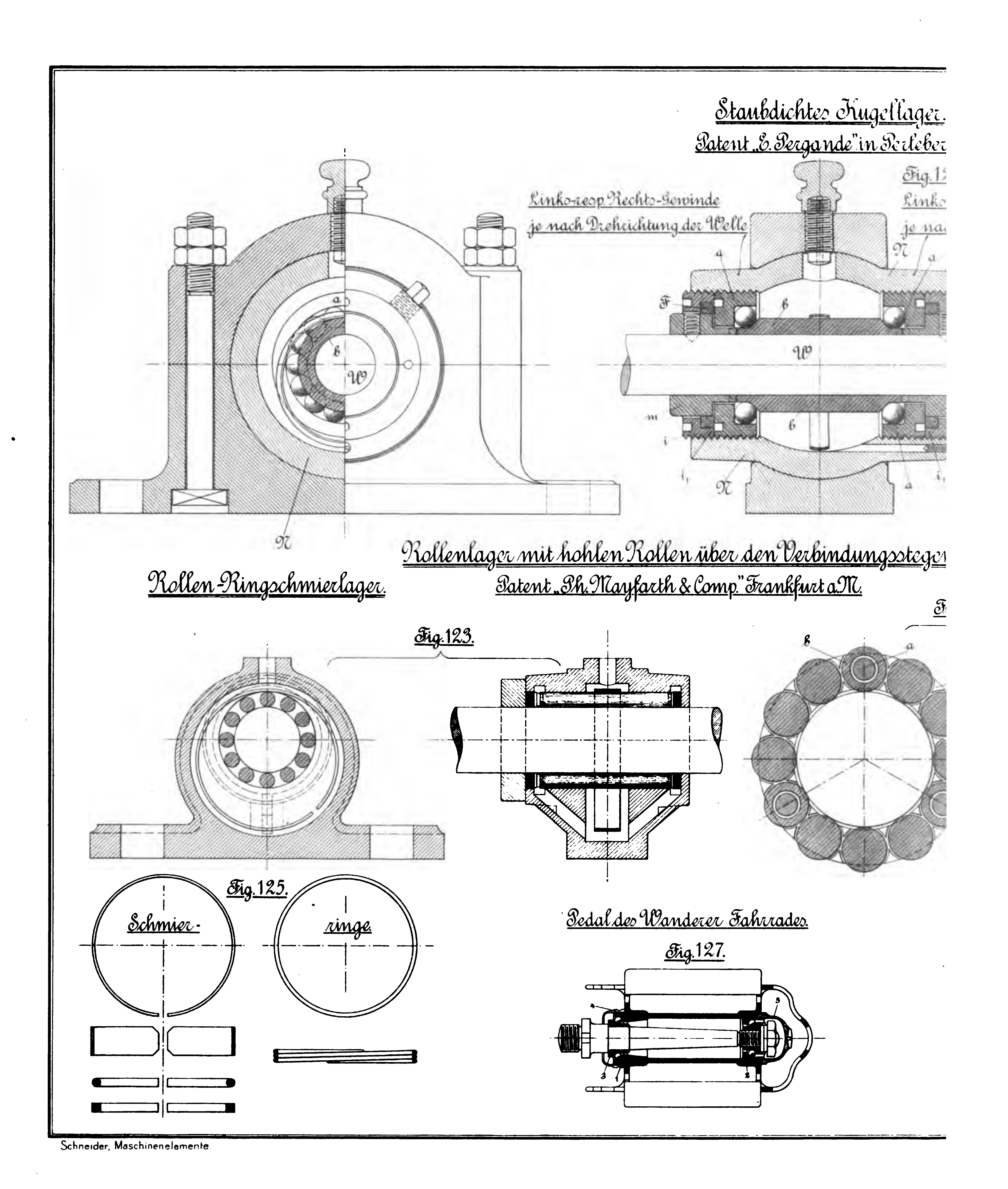
Geschlossene Achsbuchse für Wagen.

Fig. 119. Massstab 1:5.

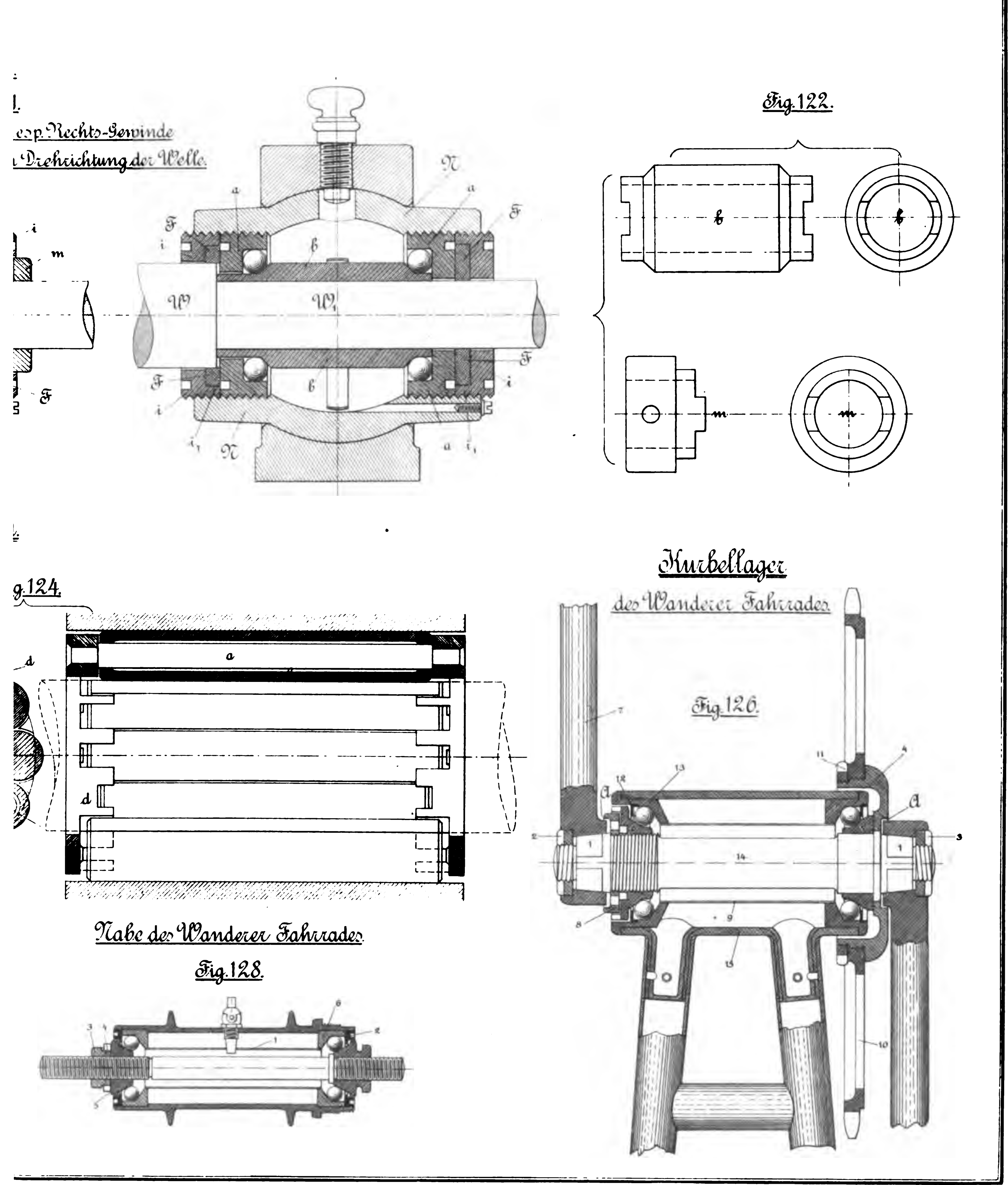




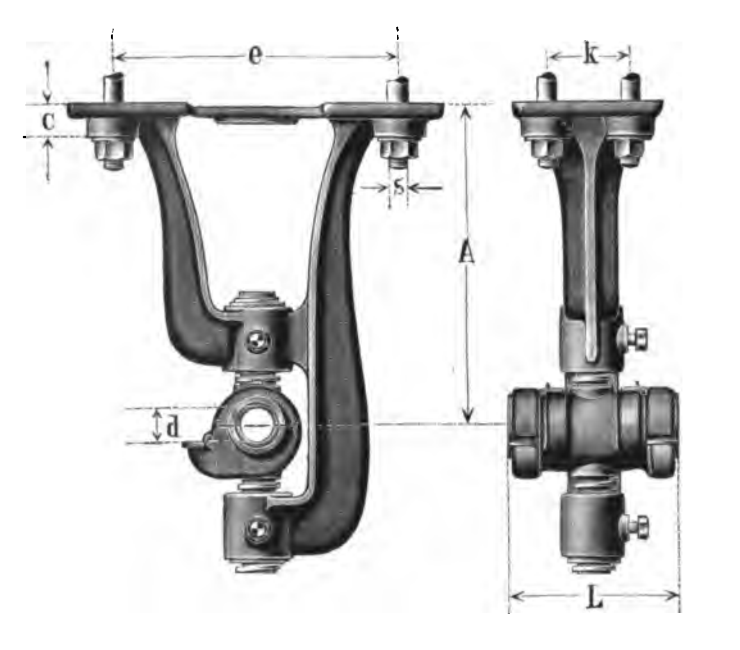
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig



Staubdichtes Kugellager.
Patent „E. Pergande" in Perleber
Links- resp. Rechts-Gewinde
je nach Drehrichtung der Welle
Rollenlager mit hohlen Rollen über den Verbindungsstegen
Patent „Ph. Mayfarth & Comp." Frankfurt a. M.
Rollen-Ringschmierlager.
Fig. 123.
Fig. 125.
Schmier-
ringe.
Pedal des Wanderer Fahrrades.
Fig. 127.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn. Braunschweig.



Offenes Hängelager
mit Kugelbewegung, verstellbarer Lagerachse und Ringschmierung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk
40	200	250	30	260	—	$\frac{3}{4}$	2	20	25
40	200	300	30	280	—	$\frac{3}{4}$	2	21	26
40	200	350	30	300	—	$\frac{3}{4}$	2	22	27
40	200	400	30	310	—	$\frac{3}{4}$	2	23	28
40	200	500	30	320	—	$\frac{7}{8}$	2	24	30
45	200	250	30	260	—	$\frac{3}{4}$	2	20	25
45	200	300	30	280	—	$\frac{3}{4}$	2	21	26
45	200	350	30	300	—	$\frac{3}{4}$	2	22	27
45	200	400	30	310	—	$\frac{3}{4}$	2	23	28
45	200	500	30	320	—	$\frac{7}{8}$	2	24	30
50	240	300	35	300	—	$\frac{3}{4}$	2	33	32
50	240	350	35	340	—	$\frac{3}{4}$	2	40	33
50	240	400	35	380	—	$\frac{7}{8}$	2	42	34
50	240	500	35	420	—	$\frac{7}{8}$	2	45	36
50	240	600	35	450	—	$\frac{7}{8}$	2	50	38
55	240	300	35	300	—	$\frac{3}{4}$	2	38	32
55	240	350	35	340	—	$\frac{3}{4}$	2	40	33
55	240	400	35	380	—	$\frac{7}{8}$	2	42	34
55	240	500	35	420	—	$\frac{7}{8}$	2	45	36
55	240	600	35	450	—	$\frac{7}{8}$	2	50	38

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk
60	280	300	40	360	—	$\frac{7}{8}$	2	45	36
60	280	350	40	390	—	1	2	50	37
60	280	400	40	420	—	1	2	55	38
60	280	500	40	450	—	$1\frac{1}{8}$	2	60	40
60	280	600	40	480	—	$1\frac{1}{8}$	2	65	42
60	280	700	40	520	—	$1\frac{1}{8}$	2	70	45
65	280	300	40	360	—	$\frac{7}{8}$	2	45	36
65	280	350	40	390	—	1	2	50	37
65	280	400	40	420	—	1	2	55	38
65	280	500	40	450	—	$1\frac{1}{8}$	2	60	40
65	280	600	40	480	—	$1\frac{1}{8}$	2	65	42
65	280	700	40	520	—	$1\frac{1}{8}$	2	70	45
70	330	350	45	400	—	1	2	60	45
70	330	400	45	430	—	1	2	65	47
70	330	500	45	460	—	$1\frac{1}{8}$	2	70	50
70	330	600	45	490	—	$1\frac{1}{8}$	2	75	53
70	330	700	45	520	150	$\frac{7}{8}$	4	85	56
75	330	350	45	400	—	1	2	60	45
75	330	400	45	430	—	1	2	65	47
75	330	500	45	460	—	$1\frac{1}{8}$	2	70	50

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
75	330	600	45	490	—	$1\frac{1}{8}$	2	75	53
75	330	700	45	520	150	$\frac{7}{8}$	4	85	56
80	330	350	45	400	—	1	2	75	54
80	330	400	45	430	—	1	2	80	56
80	330	500	45	460	—	$1\frac{1}{8}$	2	85	59
80	330	600	45	490	—	$1\frac{1}{8}$	2	95	63
80	330	700	45	520	150	$\frac{7}{8}$	4	100	68
85	390	400	50	400	185	$\frac{7}{8}$	4	80	56
85	390	500	50	450	185	$\frac{7}{8}$	4	85	59
85	390	600	50	500	185	1	4	95	63
85	390	700	50	550	185	1	4	100	68
90	390	400	50	400	185	$\frac{7}{8}$	4	95	67
90	390	500	50	450	185	$\frac{7}{8}$	4	105	71
90	390	600	50	500	185	1	4	115	76
90	390	700	50	550	185	1	4	130	82
95	390	400	50	400	185	$\frac{7}{8}$	4	95	67
95	390	500	50	450	185	$\frac{7}{8}$	4	105	71
95	390	600	50	500	185	1	4	115	76
95	390	700	50	550	185	1	4	130	82

Die innere Schalenlänge ist dieselbe wie bei Fig. 113, Taf. 27/28. Die Preise verstehen sich für Lagerschalen **mit** Ringschmierung, aber **ohne** Weissmetallfutter und Befestigungsschrauben.

Hängel

Mit Kugelbewegung und Sellersschale.

Fig. 129.

Fig. 129 u. 130
nach A. Spengler,
Maschinenfabrik,
M. Gladbach.

Mit Kugelbewegung u

Fig. 1

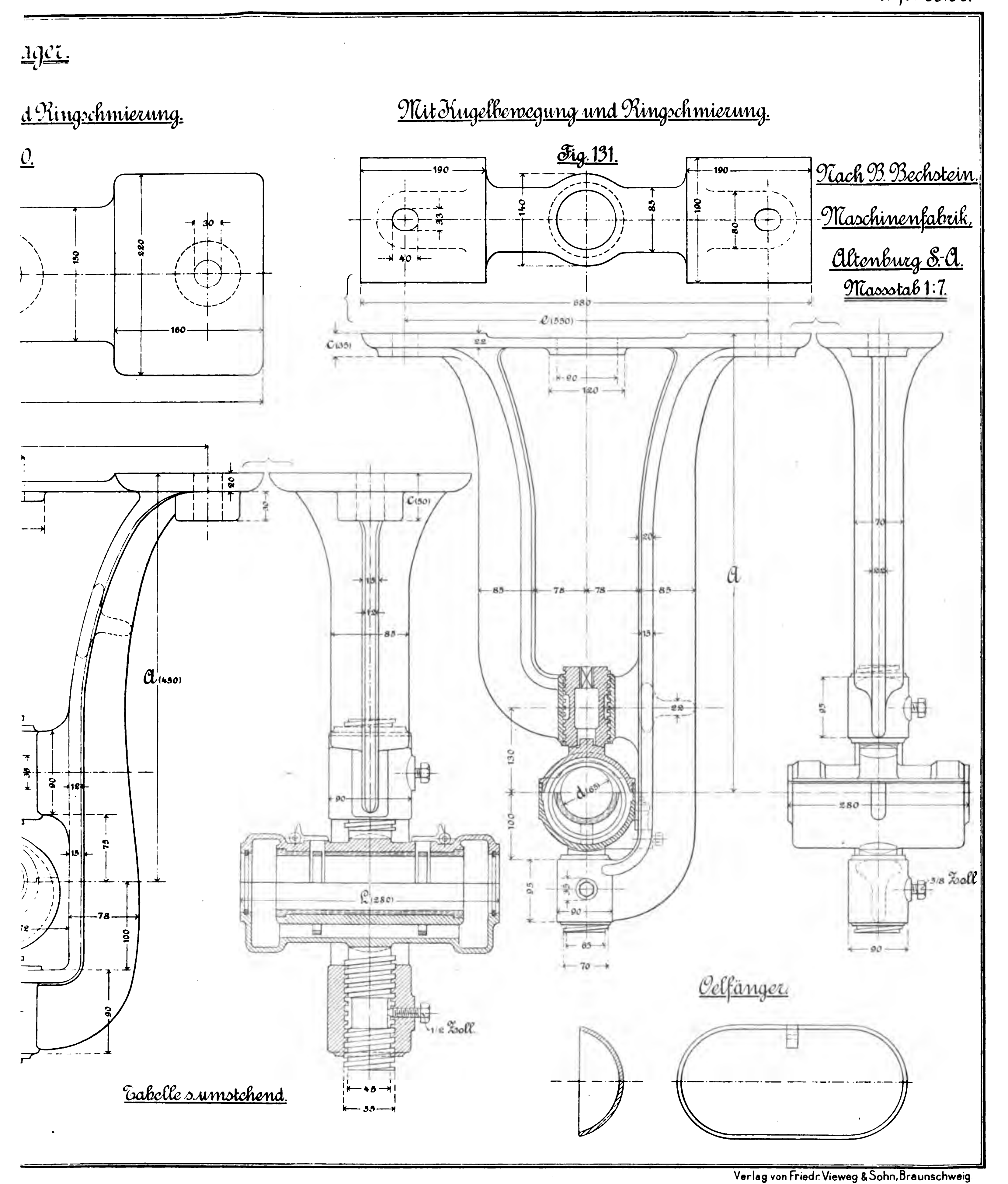
1 Zoll.

1/2 Zoll.

5/8 Zoll.

Tabelle s. umstehend.

Massstab für Fig. 129 u. 130 - 1:5.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Hängelager
mit Kugelbewegung, verstellbarer Lagerachse, Ringschmierung und Stangenschloss.

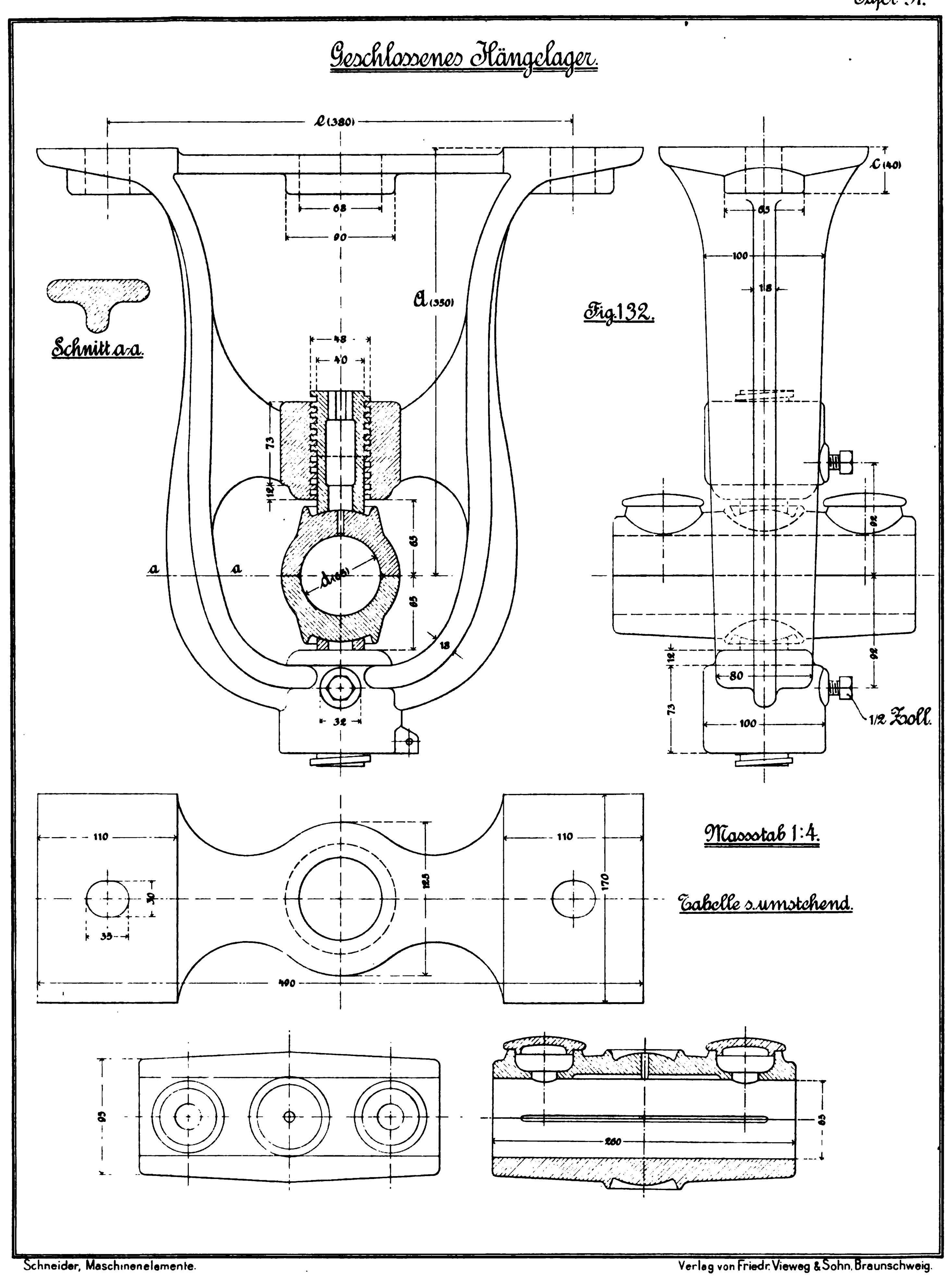
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
40	200	250	30	260	—	3/4	2	22	28
40	200	300	30	280	—	3/4	2	23	29
40	200	350	30	300	—	3/4	2	24	30
40	200	400	30	310	—	3/4	2	25	31
40	200	500	30	320	—	7/8	2	26	33
45	200	250	30	260	—	3/4	2	22	28
45	200	300	30	280	—	3/4	2	23	29
45	200	350	30	300	—	3/4	2	24	30
45	200	400	30	310	—	3/4	2	25	31
45	200	500	30	300	—	7/8	2	26	33
50	240	300	35	320	—	3/4	2	40	35
50	240	350	35	340	—	3/4	2	42	36
50	240	400	35	380	—	7/8	2	45	37
50	240	500	35	420	—	7/8	2	48	39
50	240	600	35	450	—	7/8	2	52	41
55	240	300	35	300	—	3/4	2	40	35
55	240	350	35	340	—	3/4	2	42	36
55	240	400	35	380	—	7/8	2	45	37
55	240	500	35	420	—	7/8	2	48	39
55	240	600	35	450	—	7/8	2	52	41
60	280	300	40	360	—	7/8	2	48	40
60	280	350	40	390	—	1	2	53	41
60	280	400	40	420	—	1	2	56	42
60	280	500	40	450	—	1 1/8	2	65	44
60	280	600	40	480	—	1 1/8	2	70	46
60	280	700	40	520	—	1 1/8	2	75	50
65	280	300	40	360	—	7/8	2	48	40
65	280	350	40	390	—	1	2	53	41

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
65	280	400	40	420	—	1	2	56	42
65	280	500	40	450	—	1 1/8	2	65	44
65	280	600	40	480	—	1 1/8	2	70	46
65	280	700	40	520	—	1 1/8	2	75	50
70	330	350	45	400	—	1	2	65	49
70	330	400	45	430	—	1	2	70	51
70	330	500	45	460	—	1 1/8	2	75	54
70	330	600	45	490	—	1 1/8	2	80	57
70	330	700	45	520	150	7/8	4	90	60
75	330	350	45	400	—	1	2	65	49
75	330	400	45	430	—	1	2	70	51
75	330	500	45	460	—	1 1/8	2	75	54
75	330	600	45	490	—	1 1/8	2	80	57
75	330	700	45	520	150	7/8	4	90	60
80	330	350	45	400	—	1	2	80	60
80	330	400	45	430	—	1	2	85	62
80	330	500	45	460	—	1 1/8	2	90	65
80	330	600	45	490	—	1 1/8	2	100	68
80	330	700	45	520	150	7/8	4	105	73
85	390	400	50	400	185	7/8	4	85	60
85	390	500	50	450	185	7/8	4	90	62
85	390	600	50	500	185	1	4	100	65
85	390	700	50	550	185	1	4	105	68
90	390	400	50	400	185	7/8	4	100	71
90	390	500	50	450	185	7/8	4	110	73
90	390	600	50	500	185	1	4	120	77
90	390	700	50	550	185	1	4	140	81
95	390	400	50	400	185	7/8	4	100	71

Bohrung des Lagers d mm	Schalenlänge L mm	Ausladung A mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung e mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung k mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
95	390	500	50	450	185	7/8	4	110	73
95	390	600	50	500	185	1	4	120	77
95	390	700	50	550	185	1	4	140	80
100	460	400	55	450	220	1	4	120	84
100	460	500	55	500	220	1	4	130	90
100	460	600	55	550	220	1 1/8	4	140	96
100	460	700	55	600	220	1 1/8	4	150	100
105	460	400	55	450	220	1	4	120	84
105	460	500	55	500	220	1	4	130	90
105	460	600	55	550	220	1 1/8	4	140	96
105	460	700	55	600	220	1 1/8	4	150	100
110	460	400	55	450	220	1	4	145	96
110	460	500	55	500	220	1	4	155	102
110	460	600	55	550	220	1 1/8	4	165	110
110	460	700	55	600	220	1 1/8	4	180	120
115	520	500	65	600	250	1 1/8	4	160	102
115	520	600	65	700	250	1 1/4	4	175	110
115	520	700	65	800	250	1 3/8	4	195	120
120	520	500	65	600	250	1 1/8	4	170	114
120	520	600	65	700	250	1 1/4	4	185	124
120	520	700	65	800	250	1 3/8	4	210	136
125	520	500	65	600	250	1 1/8	4	200	114
125	520	600	65	700	250	1 1/4	4	220	124
125	520	700	65	800	250	1 3/8	4	240	136
130	520	500	65	600	250	1 1/8	4	300	130
130	520	600	65	700	250	1 1/4	4	310	145
130	520	700	65	800	250	1 3/8	4	320	160

Die innere Schalenlänge ist dieselbe wie bei Fig. 113, Taf. 27/28. Die Preise verstehen sich für Lagerschalen **mit** Ringschmierung, aber **ohne** Weissmetallfutter und Befestigungsschrauben.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Geschlossenes Hängelager mit Kugelbewegung, verstellbarer Lagerachse und Ringschmierung.

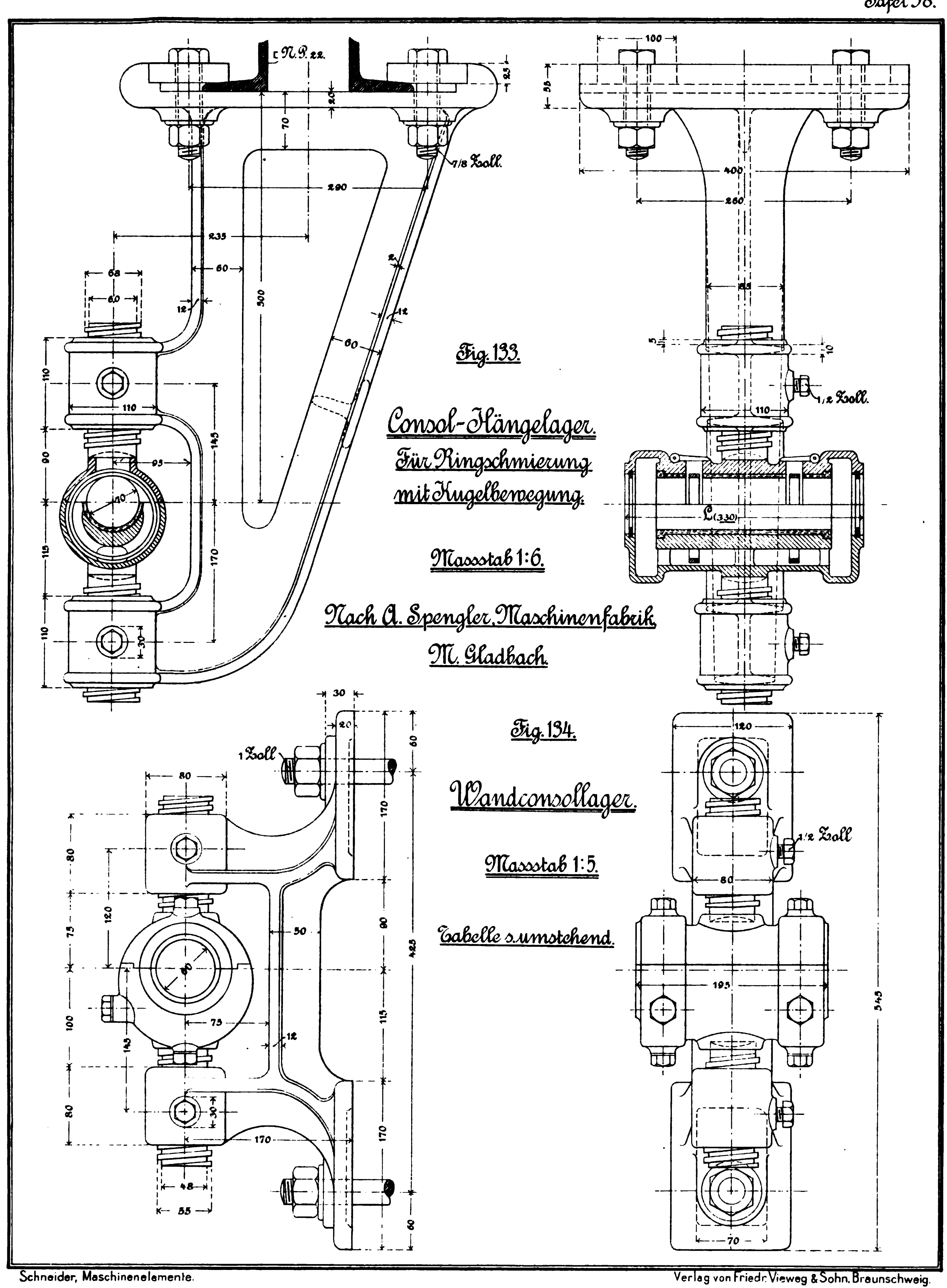
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Schalenlänge	Ausladung	Stärke an den Schrauben	Befestigungsschrauben				Gewicht	Preis
				Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L	A	c	e	f	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
40	200	250	30	260	—	3/4	2	25	28
40	200	300	30	280	—	3/4	2	26	29
40	200	350	30	300	—	3/4	2	27	30
40	200	400	30	310	—	3/4	2	28	31
40	200	500	30	320	—	7/8	2	30	33
45	200	250	30	260	—	3/4	2	25	28
45	200	300	30	280	—	3/4	2	26	29
45	200	350	30	300	—	3/4	2	27	30
45	200	400	30	310	—	3/4	2	28	31
45	200	500	30	320	—	7/8	2	36	33
50	240	300	35	300	—	3/4	2	45	35
50	240	350	35	340	—	3/4	2	47	36
50	240	400	35	380	—	7/8	2	49	37
50	240	500	35	420	—	7/8	2	51	39
50	240	600	35	450	—	7/8	2	55	41
55	240	300	35	300	—	3/4	2	45	35
55	240	350	35	340	—	3/4	2	47	36
55	240	400	35	380	—	7/8	2	49	37
55	240	500	35	420	—	7/8	2	50	39
55	240	600	35	450	—	7/8	2	55	41
60	280	300	40	360	—	7/8	2	50	40
60	280	350	40	390	—	1	2	52	41
60	280	400	40	420	—	1	2	54	42
60	280	500	40	450	—	1 1/8	2	56	44
60	280	600	40	480	—	1 1/8	2	60	46
60	280	700	40	520	—	1 1/8	2	65	50
65	280	300	40	360	—	7/8	2	50	40
65	280	350	40	390	—	1	2	52	41

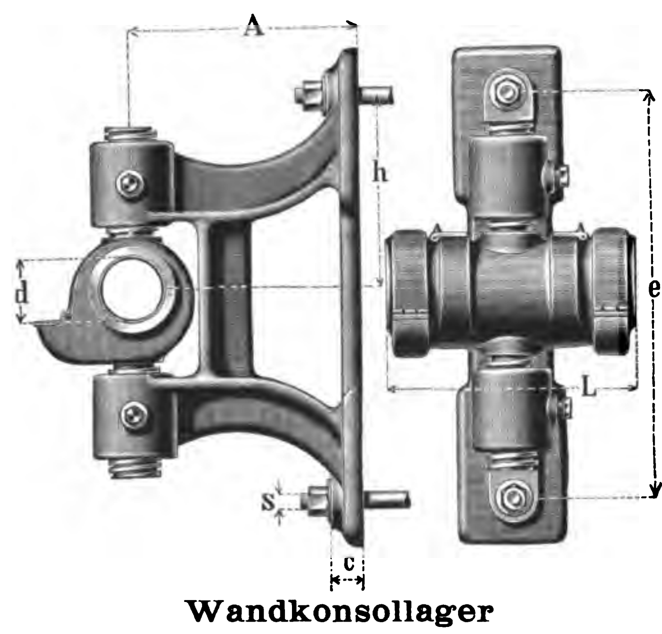
Bohrung des Lagers	Schalenlänge	Ausladung	Stärke an den Schrauben	Befestigungsschrauben				Gewicht	Preis
				Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L	A	c	e	f	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
65	280	400	40	420	—	1	2	54	42
65	280	500	40	450	—	1 1/8	2	56	44
65	280	600	40	480	—	1 1/8	2	60	46
65	280	700	40	520	—	1 1/8	2	65	50
70	330	350	45	400	—	1	2	70	49
70	330	400	45	430	—	1	2	75	51
70	330	500	45	460	—	1 1/8	2	80	54
70	330	600	45	490	—	1 1/8	2	85	57
70	330	700	45	520	150	7/8	4	90	60
75	330	350	45	400	—	1	2	70	49
75	330	400	45	430	—	1	2	75	51
75	330	500	45	460	—	1 1/8	2	80	54
75	330	600	45	490	—	1 1/8	2	85	57
75	330	700	45	520	150	7/8	4	90	60
80	330	350	45	400	—	1	2	90	60
80	330	400	45	430	—	1	2	95	62
80	330	500	45	460	—	1 1/8	2	105	65
80	330	600	45	490	—	1 1/8	2	115	68
80	330	700	45	520	150	7/8	4	125	73
85	390	400	50	400	185	7/8	4	95	62
85	390	500	50	450	185	7/8	4	105	65
85	390	600	50	500	185	1	4	115	68
85	390	700	50	550	185	1	4	125	73
90	390	400	50	400	185	7/8	4	110	71
90	390	500	50	450	185	7/8	4	120	73
90	390	600	50	500	185	1	4	130	77
90	390	700	50	550	185	1	4	150	81
95	390	400	50	400	185	7/8	4	110	71

Bohrung des Lagers	Schalenlänge	Ausladung	Stärke an den Schrauben	Befestigungsschrauben				Gewicht	Preis
				Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L	A	c	e	f	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
95	390	500	50	450	185	7/8	4	120	73
95	390	600	50	500	185	1	4	130	77
95	390	700	50	550	185	1	4	150	81
100	460	400	55	450	220	1	4	140	84
100	460	500	55	500	220	1	4	150	90
100	460	600	55	550	220	1 1/8	4	160	96
100	460	700	55	600	220	1 1/8	4	170	100
105	460	400	55	450	220	1	4	140	84
105	460	500	55	500	220	1	4	150	90
105	460	600	55	550	220	1 1/8	4	160	96
105	460	700	55	600	220	1 1/8	4	170	100
110	460	400	55	450	220	1	4	170	96
110	460	500	55	500	220	1	4	180	102
110	460	600	55	550	220	1 1/8	4	190	110
110	460	700	55	600	220	1 1/8	4	200	120
115	520	500	65	600	250	1 1/8	4	170	102
115	520	600	65	700	250	1 1/4	4	190	110
115	520	700	65	800	250	1 3/8	4	200	120
120	520	500	65	600	250	1 1/8	4	210	114
120	520	600	65	700	250	1 1/4	4	230	124
120	520	700	65	800	250	1 3/8	4	250	136
125	520	500	65	600	250	1 1/8	4	210	114
125	520	600	65	700	250	1 1/4	4	230	124
125	520	700	65	800	250	1 3/8	4	250	136
130	520	500	65	600	250	1 1/8	4	250	130
130	520	600	65	700	250	1 1/4	4	270	145
130	520	700	65	800	250	1 3/8	4	290	160

Die innere Schalenlänge ist dieselbe wie bei Fig. 113, Taf. 27/28. Die Preise verstehen sich für Lagerschalen **mit** Ringschmierung, aber **ohne** Weissmetallfutter und Befestigungsschrauben.



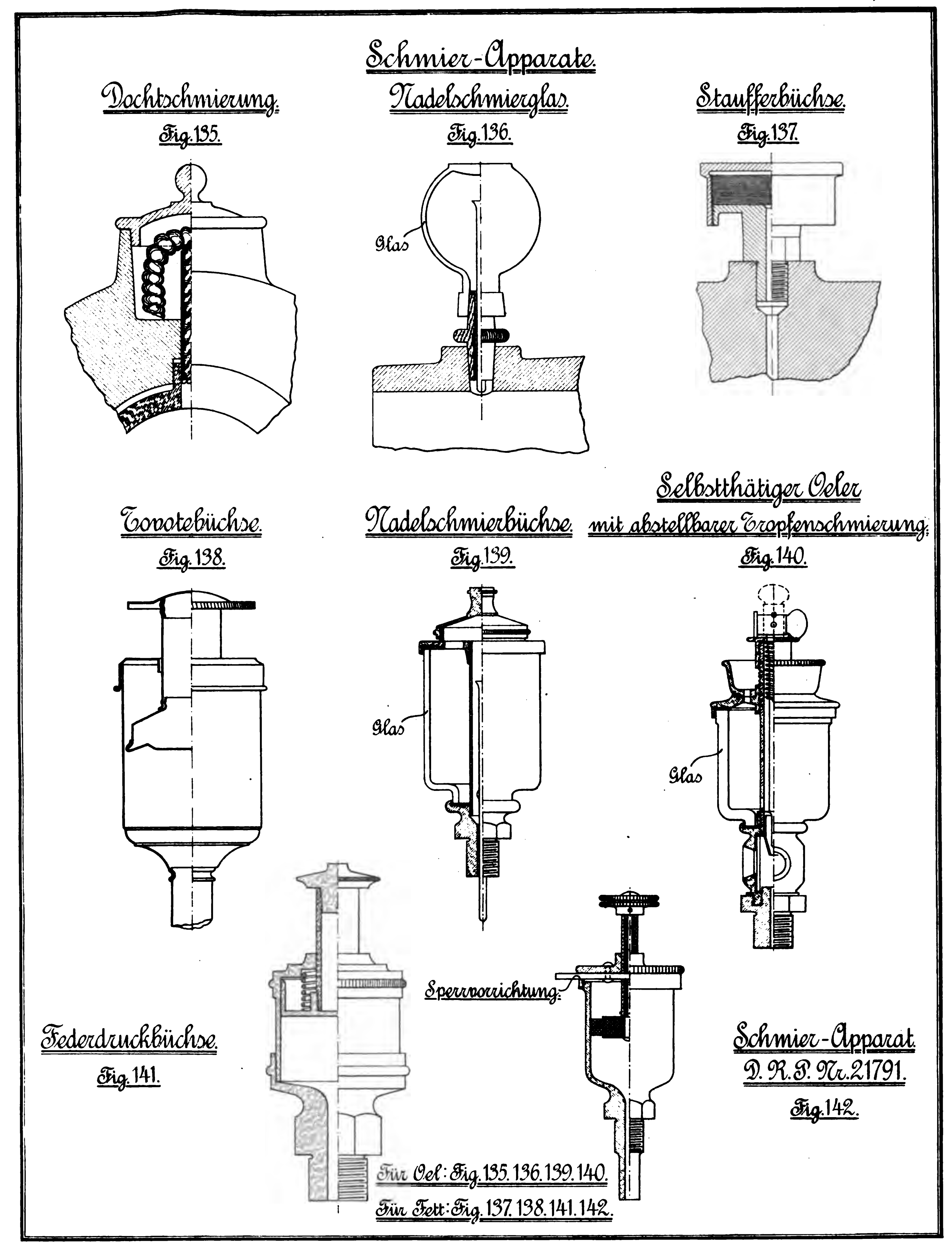
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.



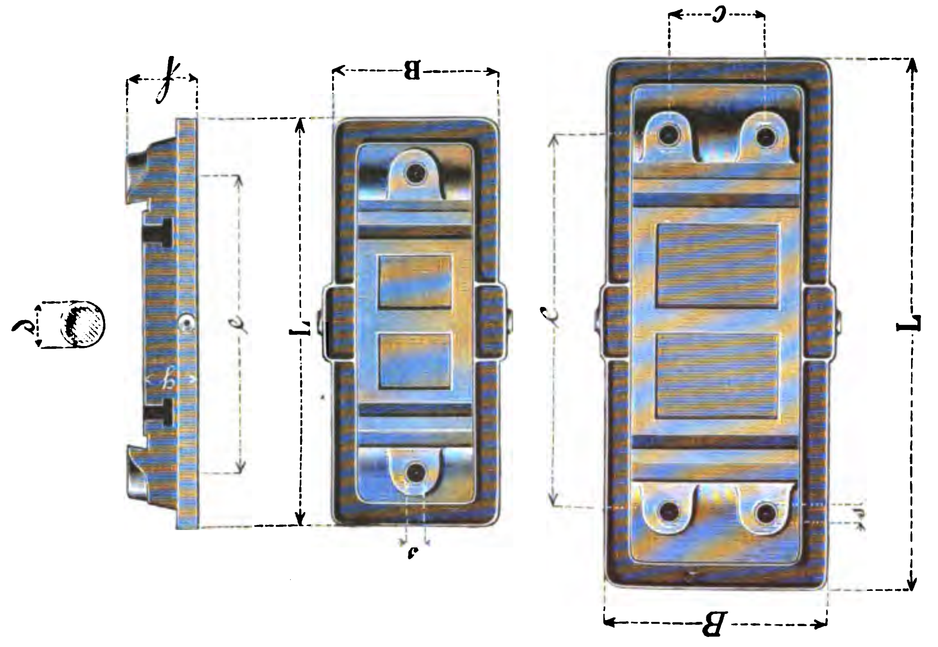
Wandkonsollager
mit Kugelbewegung, verstellbarer Lagerachse u. Ringschmierung.
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Schalenlänge	Ausladung	Stärke an den Schrauben	Befestigungsschrauben: Entfernung		Befestigungsschrauben: Durchmesser	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht	Preis
d	L	A	c	e	h	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
40	200	250/300	30	350/400	165/190	3/4	2	20	25
45	200	250/300	30	350/400	165/190	3/4	2	20	25
50	240	250/300	30	400/450	190/215	7/8	2	30	32
55	240	250/300	30	400/450	190/215	7/8	2	30	32
60	280	300/400	30	450/500	215/240	1	2	45	37
65	280	300/400	30	450/500	215/240	1	2	45	37
70	330	300/400	35	500/550	240/265	1 1/8	2	55	45
75	330	300/400	35	500/550	240/265	1 1/8	2	55	45
80	330	300/400	35	500/550	240/265	1 1/8	2	65	54
85	390	400/500	35	650/700	310/335	1 1/4	2	65	56
90	390	400/500	35	650/700	310/335	1 1/4	2	80	65
95	390	400/500	35	650/700	310/335	1 1/4	2	80	67
100	460	500	40	750	355	1 3/8	2	110	84
105	460	500	40	750	355	1 3/8	2	110	84
110	460	500	40	750	355	1 3/8	2	130	96
115	520	500	40	750	355	1 3/8	2	130	96
120	520	500	40	750	355	1 3/8	2	150	116

Die innere Schalenlänge ist dieselbe wie bei Fig. 113, Taf. 27/28. Die Preise verstehen sich für Lagerschalen **mit** Ringschmierung, aber **ohne** Weissmetallfutter und Befestigungsschrauben.
Preis für solche mit Weissmetallschalen auf besondere Anfrage.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

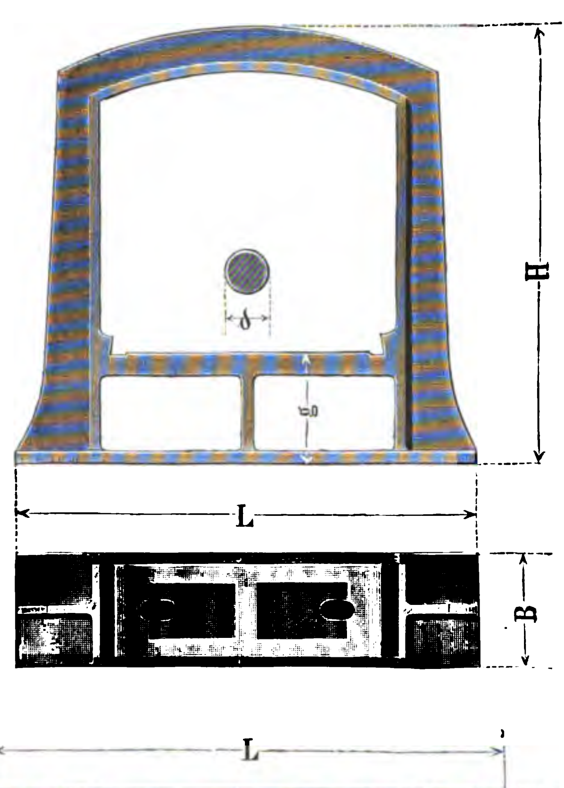


Sohlplatten mit Oelrinnen.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Sohlplatte: Länge L mm	Sohlplatte: Breite B mm	Sohlplatte: Höhe g mm	Sohlplatte: Stärke f mm	Fundamentanker: Längs-Entfernung e mm	Fundamentanker: Quer-Entfernung c mm	Fundamentanker: Durchmesser s Zoll	Fundamentanker: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
90	930	340	140	180	650	—	$1\frac{1}{4}$	2	110	42
100	930	340	140	180	650	—	$1\frac{1}{4}$	2	120	46
110	930	340	140	180	650	—	$1\frac{1}{4}$	2	140	53
120	980	385	140	180	700	—	$1\frac{1}{4}$	2	150	57
130	1000	400	140	180	750	—	$1\frac{1}{4}$	2	170	64
140	1060	435	140	190	780	—	$1\frac{3}{8}$	2	210	76
150	1110	450	140	190	830	—	$1\frac{3}{8}$	2	240	86
160	1140	480	140	190	860	200	$1\frac{3}{8}$	4	270	97
170	1200	500	200	255	910	250	$1\frac{3}{8}$	4	300	108
180	1280	520	200	265	1000	250	$1\frac{3}{8}$	4	420	160
190	1280	520	200	265	1000	250	$1\frac{3}{8}$	4	460	175
200	1380	545	200	265	1050	250	$1\frac{1}{2}$	4	500	180
210	1380	545	200	265	1050	250	$1\frac{1}{2}$	4	525	190
220	1490	570	200	265	1180	300	$1\frac{1}{2}$	4	550	200
280	1490	570	200	265	1180	300	$1\frac{1}{2}$	4	575	207
240	1500	610	200	265	1200	300	$1\frac{5}{8}$	4	600	216
250	1500	610	200	265	1200	300	$1\frac{5}{8}$	4	650	234
260	1650	640	200	285	1300	300	$1\frac{5}{8}$	4	700	252
270	1650	640	200	285	1300	300	$1\frac{5}{8}$	4	750	270
280	1740	660	200	290	1400	320	$1\frac{3}{4}$	4	800	288

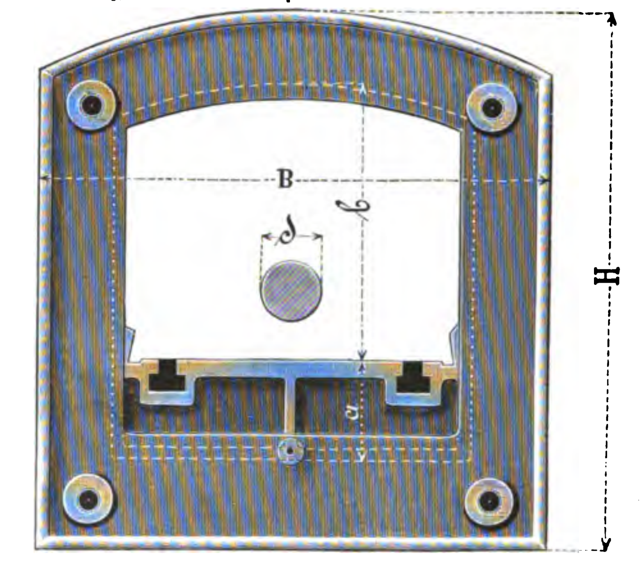
Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.





Mauerkasten ohne Kragen. Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Grösste Höhe H mm	Länge der Grundplatte L mm	Breite der Grundplatte B mm	Höhe g mm	Gewicht kg	Preis Mk.
40—45	475	550	125	120	37	15
50—55	530	585	140	135	50	20
60—65	587	625	160	150	56	23
70—80	665	720	180	160	75	30
85—95	755	800	200	185	100	38
100—110	865	950	240	210	145	45
115—135	1063	1050	280	230	260	94
140—160	1100	1150	320	260	320	115

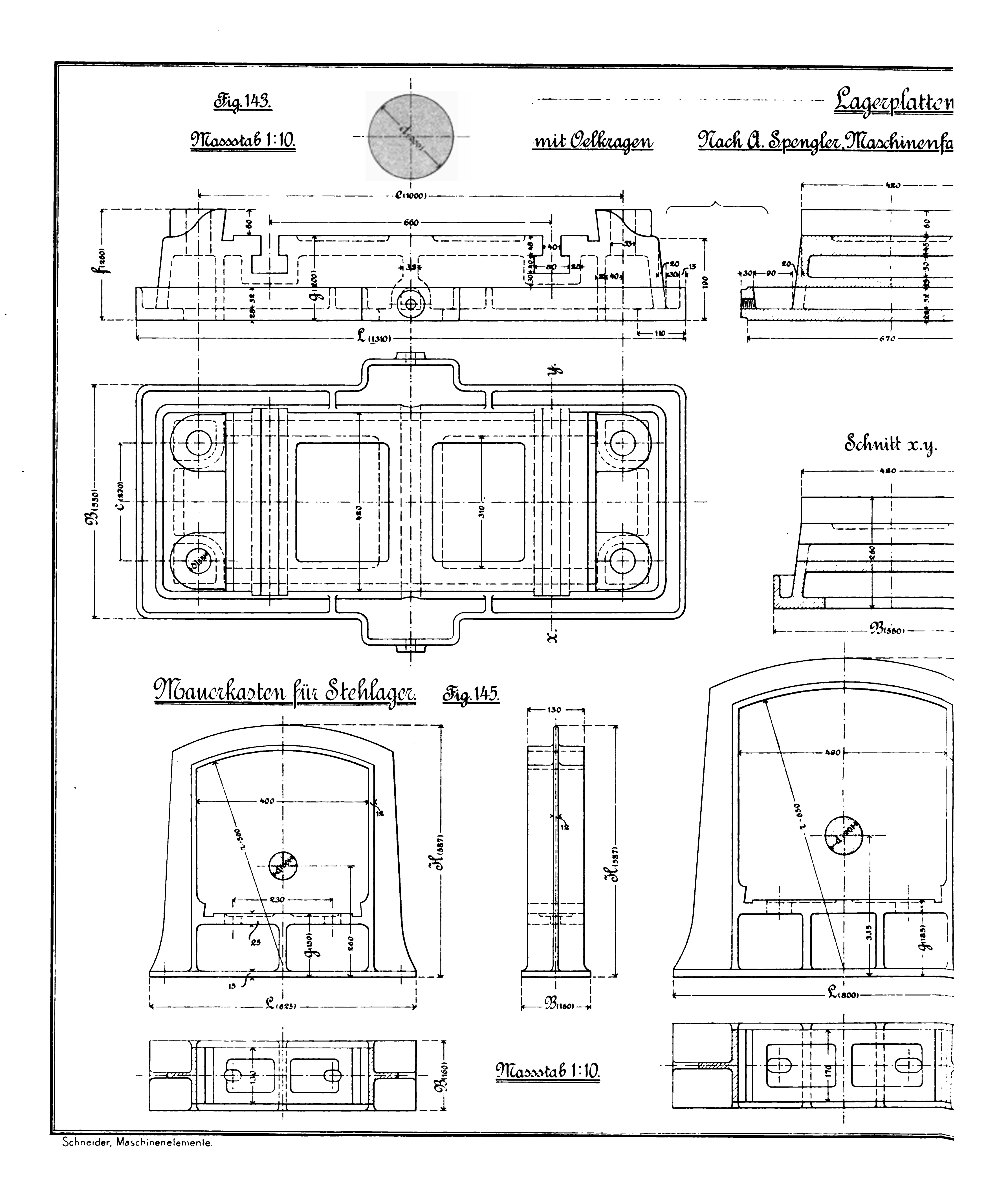


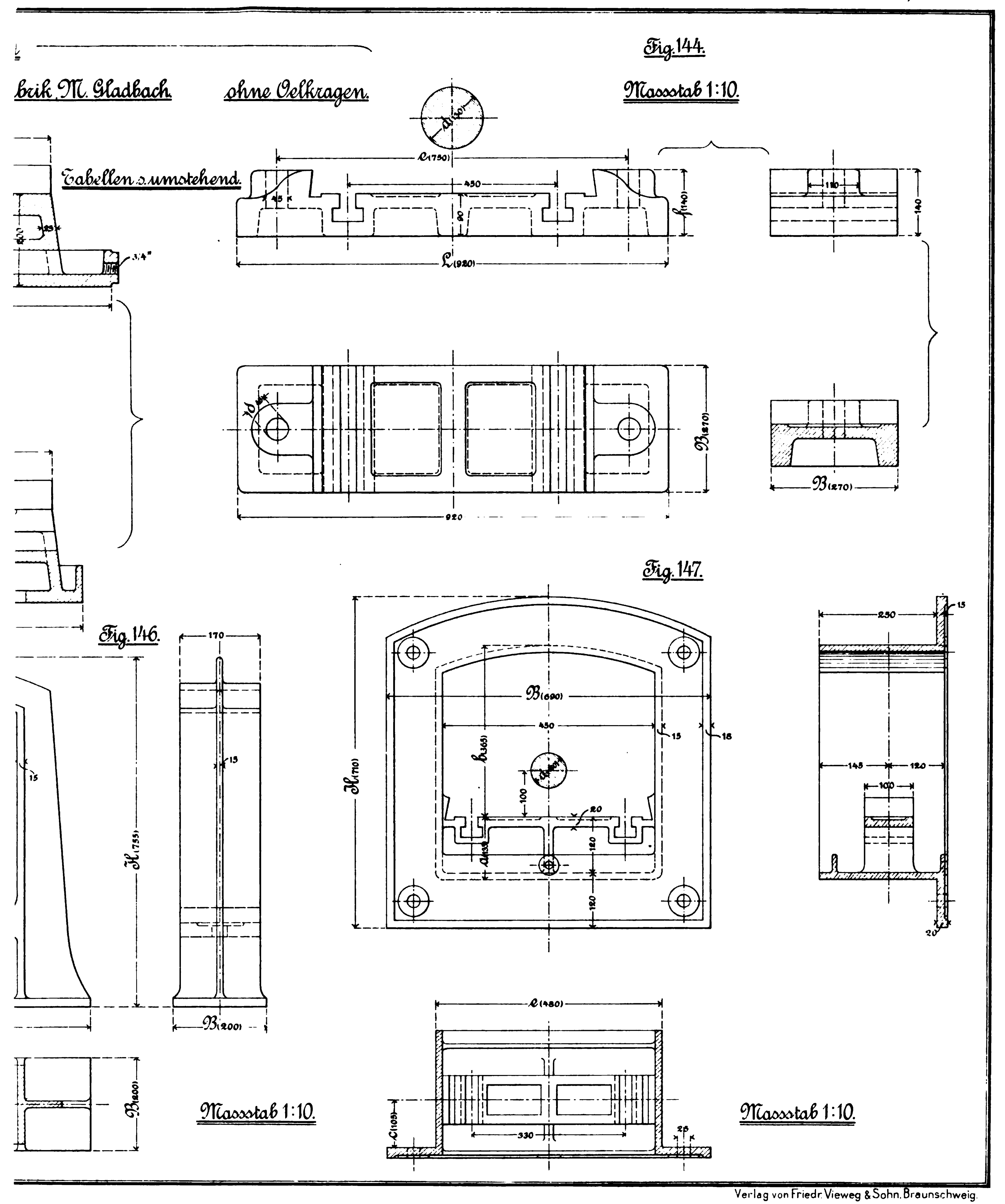


Mauerkasten mit Kragen. Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

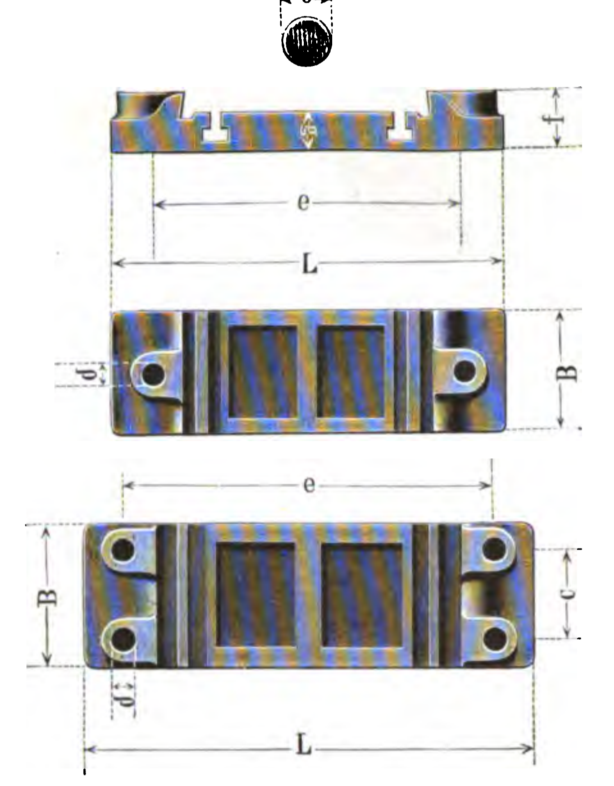
Bohrung des Lagers d mm	Höhe a mm	Höhe b mm	Tiefe c mm	Breite e mm	Breite B mm	Grösste Höhe H mm	Gewicht kg	Preis Mk.
50	110	260	45	350	550	530	40	16
60	112	292	72	394	580	570	47	20
70	122	338	83	445	635	620	110	42
80	135	365	105	480	710	670	120	46
90	145	415	115	530	750	740	130	50
100	155	445	135	570	810	780	175	67
110	155	445	135	570	810	780	175	67
120	178	543	152	676	925	880	310	122
130	178	543	152	676	925	880	310	122
140	178	543	152	676	925	880	310	122
150	245	645	235	790	1225	1100	460	176
160	245	645	250	790	1225	1100	460	176
170	245	645	280	790	1225	1100	460	176
180	280	720	305	940	1810	1300	640	280

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.


Fig. 143.
Masstab 1:10.
Lagerplatten
mit Oelkragen
Nach A. Spengler, Maschinenfa
Schnitt x.y.
Mauerkasten für Stehlager.
Fig. 145.
Masstab 1:10.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn. Braunschweig.

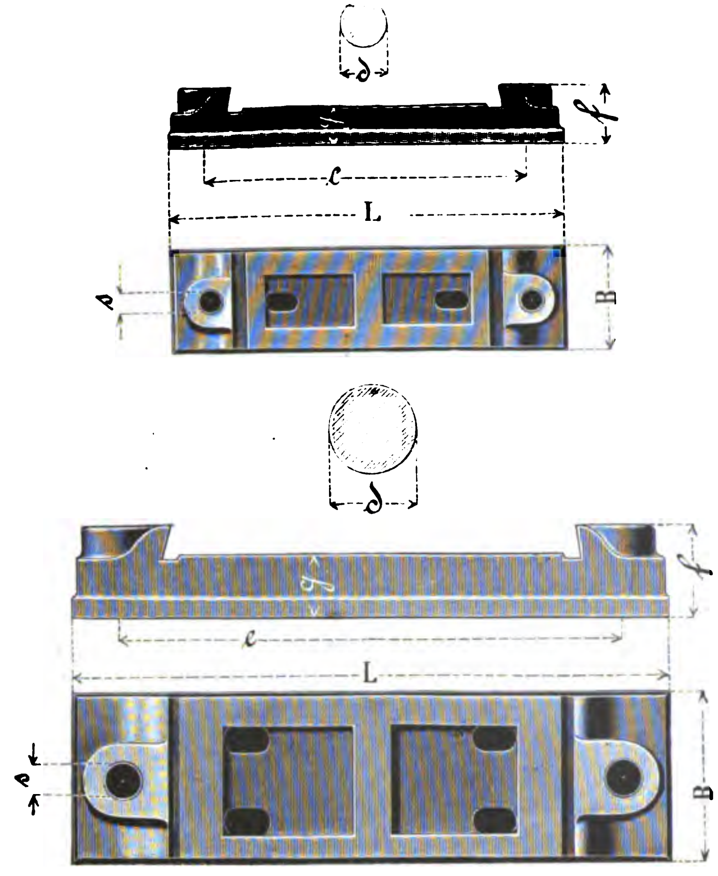


Sohlplatten ohne Oelrinnen (erste Ausführung).

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Sohlplatte				Fundamentanker				Gewicht	Preis
	Länge	Breite	Höhe	Stärke	Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L	B	g	f	e	c	δ			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
50	580	110	50	80	430	—	$^3/_4$	2	30	12
60	580	130	65	95	450	—	$^7/_8$	2	35	14
70	650	140	65	95	520	—	1	2	45	18
80	740	160	75	110	600	—	$1^1/_8$	2	55	22
90	780	170	75	110	625	—	$1^1/_8$	2	60	24
100	830	200	85	125	650	—	$1^1/_4$	2	75	30
110	830	200	85	125	650	—	$1^1/_4$	2	75	30
120	920	270	85	140	750	—	$1^3/_8$	2	115	44
130	920	270	85	140	750	—	$1^3/_8$	2	115	44
140	980	300	90	140	800	—	$1^1/_2$	2	125	48
150	1000	320	90	140	820	—	$1^1/_2$	2	140	53
160	1040	340	90	160	850	200	$1^3/_8$	4	170	65
170	1100	380	90	160	900	250	$1^3/_8$	4	180	69
180	1175	380	100	160	980	250	$1^3/_8$	4	185	71
190	1200	400	100	160	1000	250	$1^1/_2$	4	190	75
200	1350	450	100	180	1150	265	$1^1/_2$	4	210	80
210	1850	450	100	180	1150	265	$1^1/_2$	4	210	80
220	1430	470	120	190	1180	300	$1^1/_2$	4	230	83
230	1430	470	120	190	1180	300	$1^5/_8$	4	230	83
240	1540	500	120	190	1200	300	$1^5/_8$	4	260	94
250	1540	500	120	190	1200	300	$1^5/_8$	4	260	94

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.



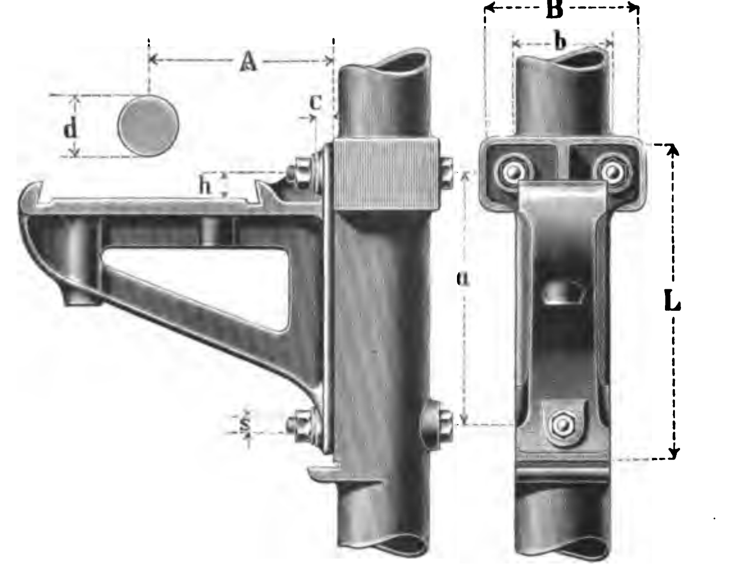


Sohlplatten ohne Oelrinnen (zweite Ausführung).

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers	Sohlplatte				Fundamentanker				Gewicht	Preis
	Länge	Breite	Höhe	Stärke	Längs- Entfernung	Quer- Entfernung	Durchmesser	Anzahl		
d	L	B	g	f	e	c	s			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Zoll		kg	Mk.
40	380	100	40	65	310	—	$^5/_8$	2	20	8
45	380	100	40	65	310	—	$^5/_8$	2	20	8
50	445	115	45	70	370	—	$^3/_4$	2	30	12
55	445	115	45	70	370	—	$^3/_4$	2	30	12
60	535	135	50	80	430	—	$^7/_8$	2	35	14
65	535	135	50	80	430	—	$^7/_8$	2	35	14
70	610	155	55	90	490	—	1	2	40	16
75	610	155	55	90	490	—	1	2	40	16
80	610	155	55	90	490	—	1	2	40	16
85	690	180	65	100	570	—	$1^1/_8$	2	55	22
90	690	180	65	100	570	—	$1^1/_8$	2	55	22
95	690	180	65	100	570	—	$1^1/_8$	2	55	22
100	760	205	75	110	620	—	$1^1/_4$	2	65	26
105	760	205	75	110	620	—	$1^1/_4$	2	65	26
110	760	205	75	110	620	—	$1^1/_4$	2	65	26
115	850	235	85	120	720	—	$1^1/_2$	2	90	36
120	850	235	85	120	720	—	$1^1/_2$	2	90	36
125	850	235	85	120	720	—	$1^1/_2$	2	90	36
130	850	235	85	120	720	—	$1^1/_2$	2	90	36
135	950	270	100	140	800	—	$1^5/_8$	2	120	46
140	950	270	100	140	800	—	$1^5/_8$	2	120	46
145	950	270	100	140	800	—	$1^5/_8$	2	120	46
150	950	270	100	140	800	—	$1^5/_8$	2	120	46
160	950	270	100	140	800	—	$1^5/_8$	2	120	46
170	1050	300	120	160	900	160	$1^3/_8$	4	150	57
180	1050	300	120	160	900	160	$1^3/_4$	4	150	57
190	1050	300	120	160	900	160	$1^3/_8$	4	150	57
200	1200	340	140	180	1000	200	$1^1/_2$	4	180	68
210	1200	340	140	180	1000	200	$1^1/_2$	4	180	68
220	1200	340	140	180	1000	200	$1^1/_2$	4	180	68

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.



Säulenconsole.

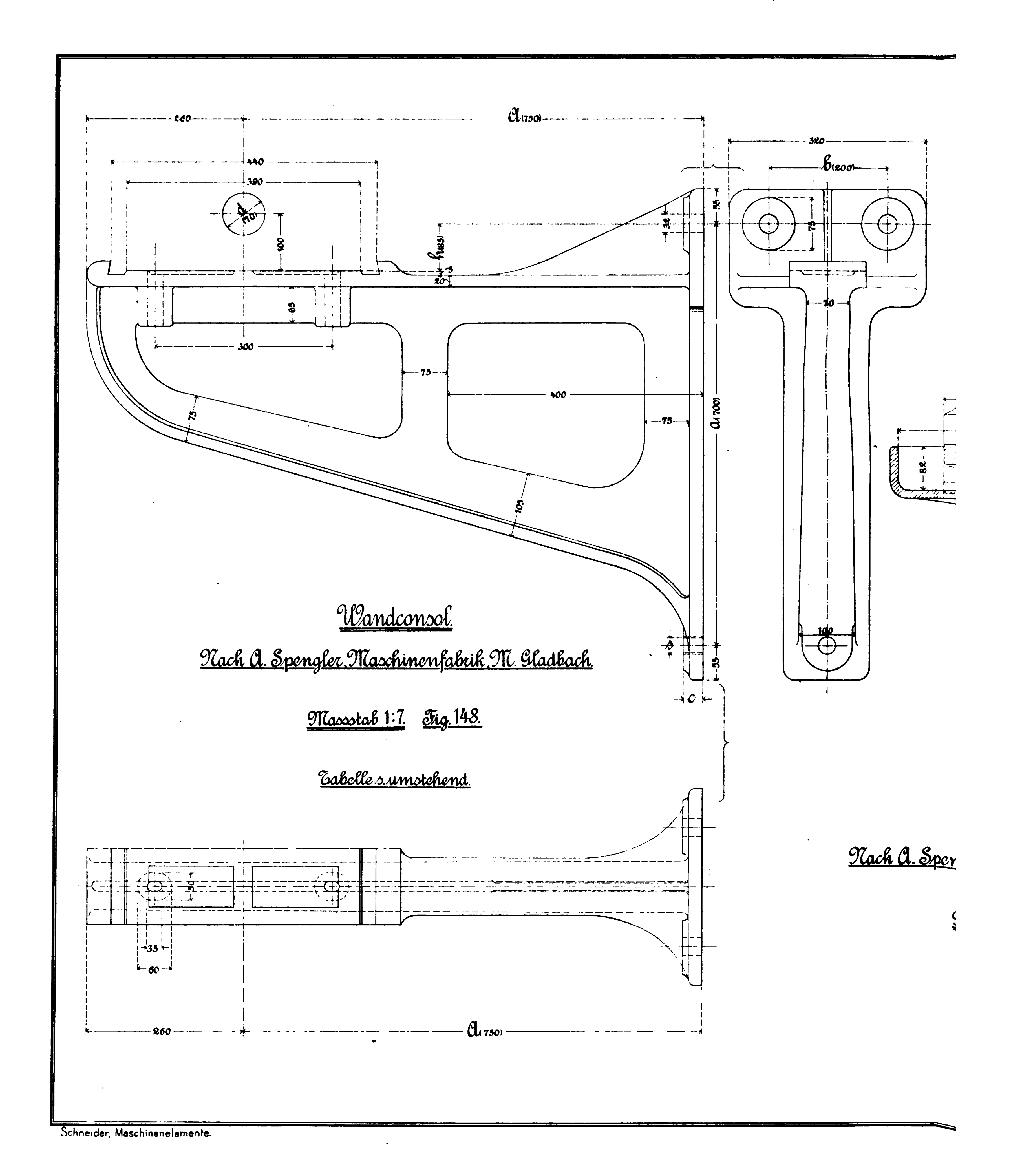
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsplatte Länge L mm	Befestigungsplatte Breite B mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
40	200–300	40	30	410	205	325	—	7/8	2	20	9
40	300–400	40	30	510	205	425	—	7/8	2	25	10
40	400–500	40	30	610	205	525	—	7/8	2	30	12
45	200–300	40	30	410	205	325	—	7/8	2	20	9
45	300–400	40	30	510	205	425	—	7/8	2	25	10
45	400–500	40	30	610	205	525	—	7/8	2	30	12
50	200–300	45	30	425	215	340	—	7/8	2	20	9
50	300–400	45	30	525	215	440	—	7/8	2	25	10
50	400–500	45	30	625	215	540	—	7/8	2	30	12
55	200–300	45	30	425	215	340	—	7/8	2	20	9
55	300–400	45	30	525	215	440	—	7/8	2	25	10
55	400–500	45	30	625	215	540	—	7/8	2	30	12
60	200–300	50	30	435	225	350	—	7/8	2	30	12
60	300–400	50	30	535	225	450	—	7/8	2	35	14
60	400–500	50	30	635	225	550	—	7/8	2	40	16
65	200–300	50	30	435	225	350	—	7/8	2	30	12
65	300–400	50	30	535	225	450	—	7/8	2	35	14

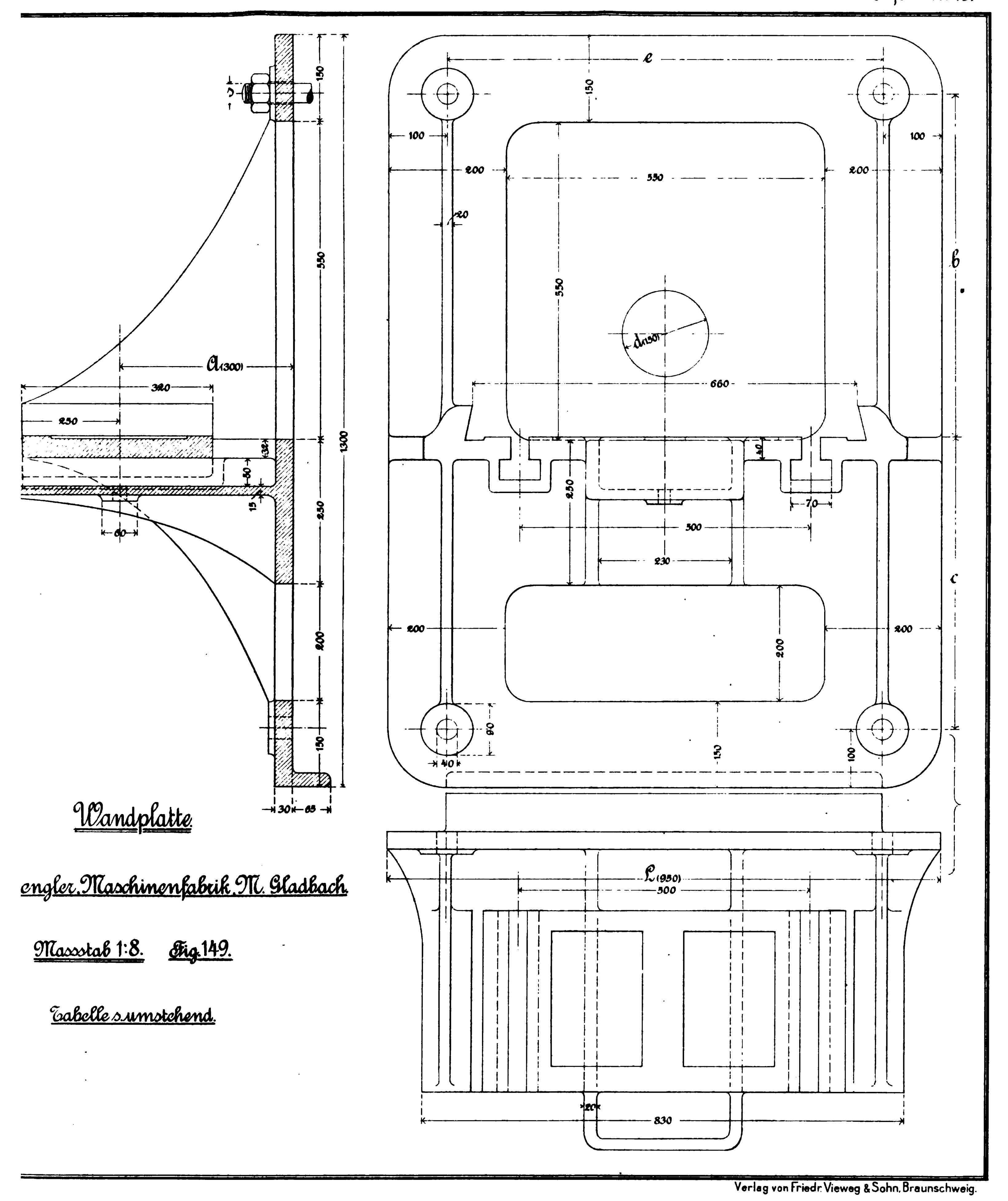
Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsplatte Länge L mm	Befestigungsplatte Breite B mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
65	400–500	50	30	635	225	550	—	7/8	2	40	16
70	200–300	55	35	455	245	360	—	7/8	2	41	17
70	300–400	55	35	555	245	460	150	7/8	3	45	18
70	400–500	55	35	655	245	560	150	7/8	3	55	22
75	200–300	55	35	455	245	360	150	7/8	3	40	16
75	300–400	55	35	555	245	460	150	7/8	3	45	18
75	400–500	55	35	655	245	560	150	7/8	3	55	22
80	200–300	55	35	455	245	360	150	7/8	3	65	26
80	300–400	55	35	555	245	460	150	7/8	3	70	28
80	400–500	55	35	655	245	560	150	7/8	3	75	30
85	200–300	60	35	465	255	370	150	7/8	3	65	26
85	300–400	60	35	565	255	470	160	7/8	3	70	28
85	400–500	60	35	665	255	570	160	7/8	3	75	30
90	200–300	60	35	465	255	370	160	7/8	3	75	30
90	300–400	60	35	565	255	470	160	7/8	3	80	32
90	400–500	60	35	665	255	570	160	7/8	3	90	36
95	200–300	60	35	465	255	370	160	1	3	75	30

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsplatte Länge L mm	Befestigungsplatte Breite B mm	Befestigungsschrauben Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
95	300–400	60	35	565	255	470	160	1	3	80	32
95	400–500	60	35	665	255	570	160	1	3	90	36
100	300–400	65	40	580	270	480	170	1	3	90	36
100	400–500	65	40	680	270	580	170	1	3	100	38
105	300–400	65	40	580	270	480	170	1	3	90	36
105	400–500	65	40	680	270	580	170	1	3	100	38
110	300–400	65	40	580	270	480	170	1	3	100	38
110	400–500	65	40	680	270	580	170	1	3	110	42
115	300–400	70	40	600	280	500	180	1 1/8	3	100	38
115	400–500	70	40	700	280	600	180	1 1/8	3	110	42
120	300–400	70	40	600	280	500	180	1 1/8	3	120	45
120	400–500	70	40	700	280	600	180	1 1/8	3	130	50
125	300–400	70	40	600	280	500	180	1 1/8	3	120	45
125	400–500	70	40	700	280	600	180	1 1/8	3	130	50
130	300–400	70	40	600	280	500	180	1 1/8	3	140	53
130	400–500	70	40	700	280	600	180	1 1/8	3	160	61

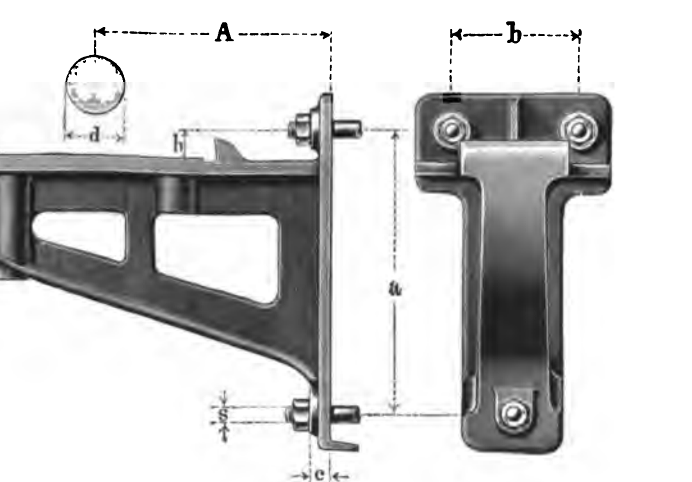
Die Preise verstehen sich ausschliesslich Befestigungsschrauben.



Wandconsol.
Nach A. Spengler, Maschinenfabrik, M. Gladbach.
Massstab 1:7. Fig. 148.
Tabelle s. umstehend.
Nach A. Spen



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.





Wandconsole.

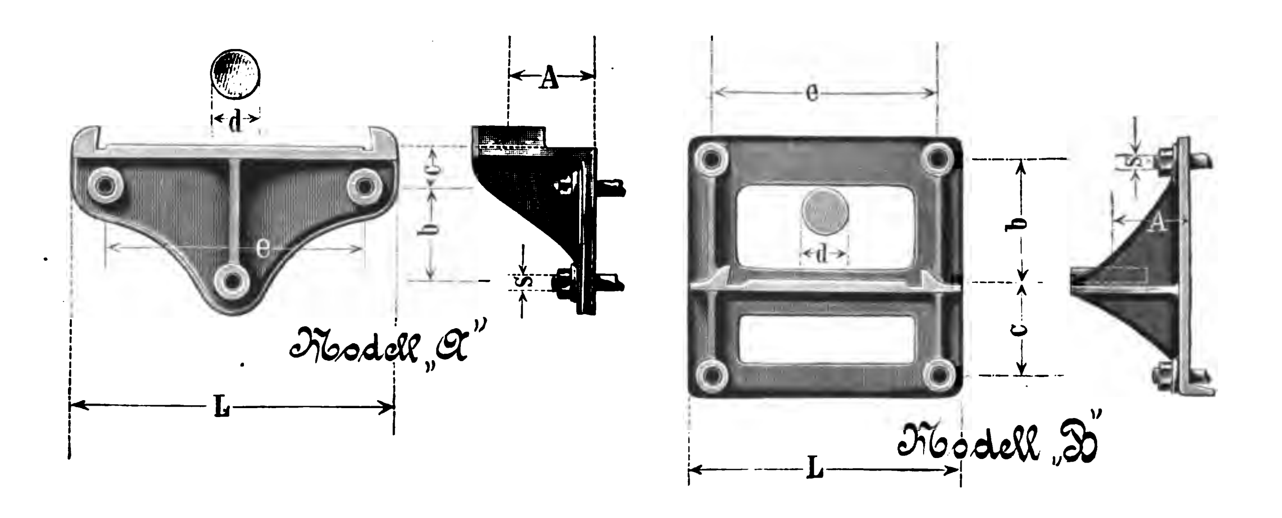
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
40	200	60	30	300	—	3/4	2	20	9
40	250—300	60	30	325	—	3/4	2	25	10
40	350—400	60	30	450	—	3/4	2	30	12
40	450—500	60	30	480	—	3/4	2	35	14
45	200	60	30	300	—	3/4	2	20	9
45	250—300	60	30	325	—	3/4	2	25	10
45	350—400	60	30	450	—	3/4	2	30	12
45	450—500	60	30	480	—	3/4	2	35	14
50	200	60	30	300	—	3/4	2	25	10
50	250—300	65	30	325	—	7/8	2	30	12
50	350—400	65	30	450	—	7/8	2	35	14
50	450—500	65	30	480	—	7/8	2	40	16
50	550—600	65	30	515	—	1	2	45	18
55	200	60	30	300	—	3/4	2	25	10
55	250—300	65	30	325	—	7/8	2	30	12
55	350—400	65	30	450	—	7/8	2	35	14
55	450—500	65	30	480	—	7/8	2	40	16
55	550—600	65	30	515	—	1	2	45	18
60	300	80	30	440	150	7/8	4	35	14
60	350—400	80	30	470	150	7/8	4	40	16
60	450—500	80	30	500	150	7/8	4	50	20
60	550—600	80	30	530	150	7/8	4	60	24
60	650—700	85	30	610	150	1	4	70	28
60	800	85	30	700	180	1	4	80	32
65	300	80	30	440	150	7/8	4	35	14
65	350—400	80	30	470	150	7/8	4	40	16
65	450—500	80	30	500	150	7/8	4	50	20
65	550—600	80	30	530	150	7/8	4	60	24
65	650—700	85	30	610	150	1	4	70	28
65	800	85	30	700	180	1	4	80	32
70	350—400	80	35	470	150	7/8	4	50	20

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
70	450—500	85	35	500	150	7/8	4	60	24
70	550—600	85	35	500	150	1	4	70	28
70	650—700	85	35	610	150	1	4	80	32
70	800	85	35	700	200	1 1/8	4	90	38
75	350—400	80	35	470	150	7/8	4	50	20
75	450—500	85	35	500	150	7/8	4	60	24
75	550—600	85	35	500	150	1	4	70	28
75	650—700	85	35	610	150	1	4	80	32
75	800	85	35	700	200	1 1/8	4	95	38
80	350	85	35	530	150	1	4	60	24
80	400	95	35	550	150	1	4	65	26
80	500	95	35	580	180	1 1/8	4	70	28
80	600	95	35	600	180	1 1/8	4	85	34
80	700	95	35	710	180	1 1/8	4	100	38
80	800	110	35	710	200	1 1/8	4	120	43
85	350	85	35	530	150	1	4	60	24
85	400	95	35	550	150	1	4	65	26
85	500	95	35	580	180	1 1/8	4	70	28
85	600	95	35	600	180	1 1/8	4	85	34
85	700	95	35	710	180	1 1/8	4	100	38
85	800	110	35	710	200	1 1/8	4	120	43
90	350	85	35	530	150	1	4	65	26
90	400	95	35	550	150	1	4	70	28
90	500	95	35	580	180	1 1/8	4	80	32
90	600	95	35	600	180	1 1/8	4	95	38
90	700	95	35	710	180	1 1/8	4	115	44
90	800	110	35	810	200	1 1/8	4	130	49
95	350	85	35	530	150	1	4	65	26
95	400	95	35	550	150	1	4	70	28
95	500	95	35	580	180	1 1/8	4	80	32
95	600	95	35	600	180	1 1/8	4	95	38

Bohrung des Lagers d mm	Ausladung A mm	Höhe h mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
95	700	95	35	710	180	1 1/8	4	115	44
95	800	110	35	810	200	1 1/8	4	130	49
100	500	100	40	630	200	1 1/8	4	90	36
100	600	100	40	700	250	1 1/8	4	100	38
100	700	100	40	800	250	1 1/4	4	140	53
100	800	100	40	800	250	1 1/4	4	160	65
105	500	100	40	630	200	1 1/8	4	90	36
105	600	100	40	700	250	1 1/8	4	100	38
105	700	100	40	800	250	1 1/4	4	140	53
105	800	100	40	800	250	1 1/4	4	160	61
110	500	100	40	630	200	1 1/8	4	110	42
110	600	100	40	700	250	1 1/8	4	120	49
110	700	100	40	800	250	1 1/4	4	160	61
110	800	100	40	800	250	1 1/4	4	190	72
115	500	100	40	600	250	1 1/4	4	110	42
115	600	100	40	720	250	1 1/4	4	130	49
115	700	100	40	800	250	1 1/4	4	160	61
115	800	100	40	900	300	1 1/4	4	190	72
120	500	100	40	600	250	1 1/4	4	130	49
120	600	100	40	720	250	1 1/4	4	160	61
120	700	100	40	800	250	1 1/4	4	190	72
120	800	100	40	900	300	1 1/4	4	220	79
125	500	100	40	600	250	1 1/4	4	130	49
125	600	100	40	720	250	1 1/4	4	160	65
125	700	100	40	800	250	1 1/4	4	190	72
125	800	100	40	900	300	1 1/4	4	220	79
130	500	100	40	600	250	1 1/4	4	150	57
130	600	100	40	720	250	1 1/4	4	170	65
130	700	100	40	800	250	1 1/4	4	200	72
130	800	100	40	900	300	1 1/4	4	240	87

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.

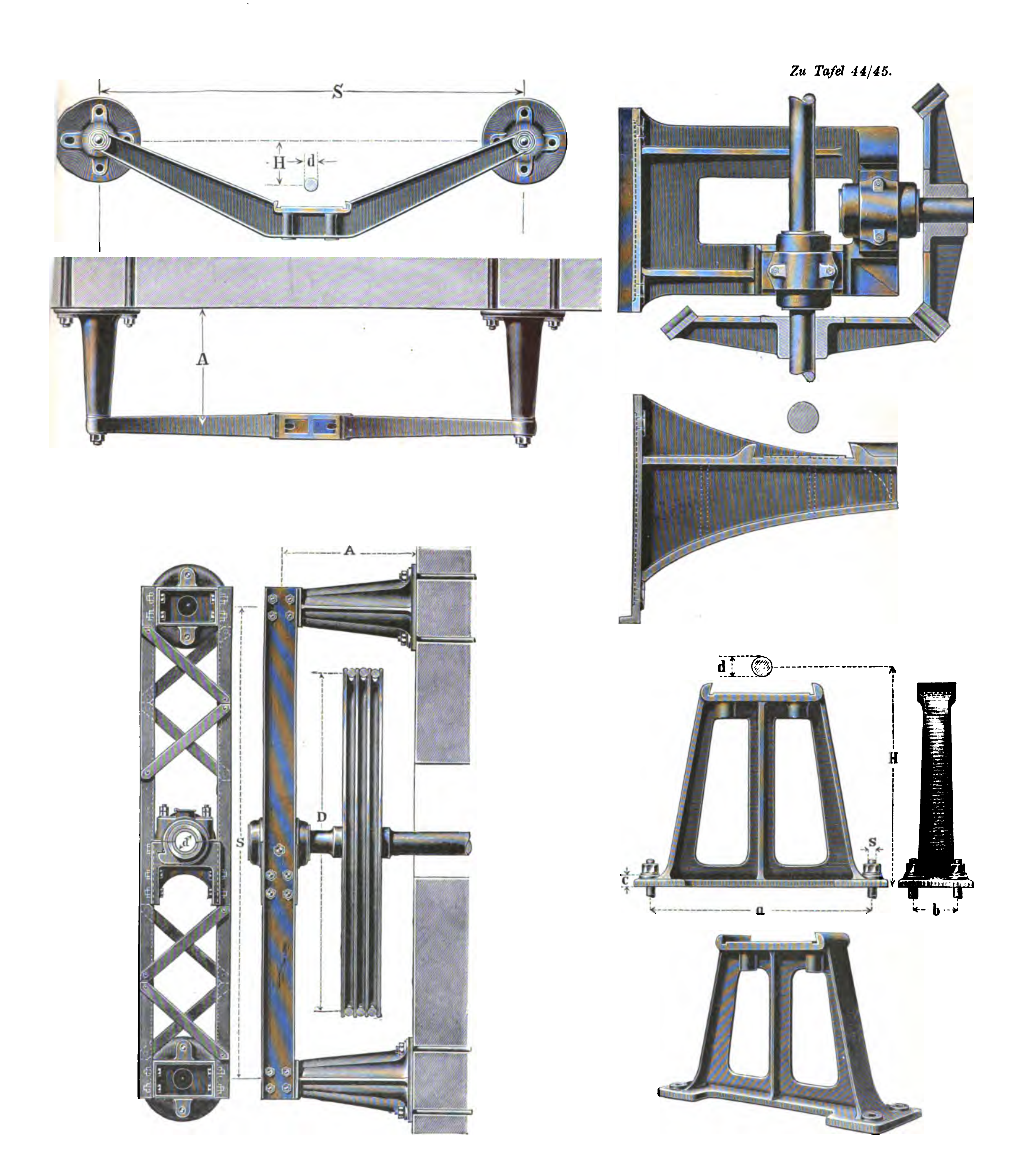


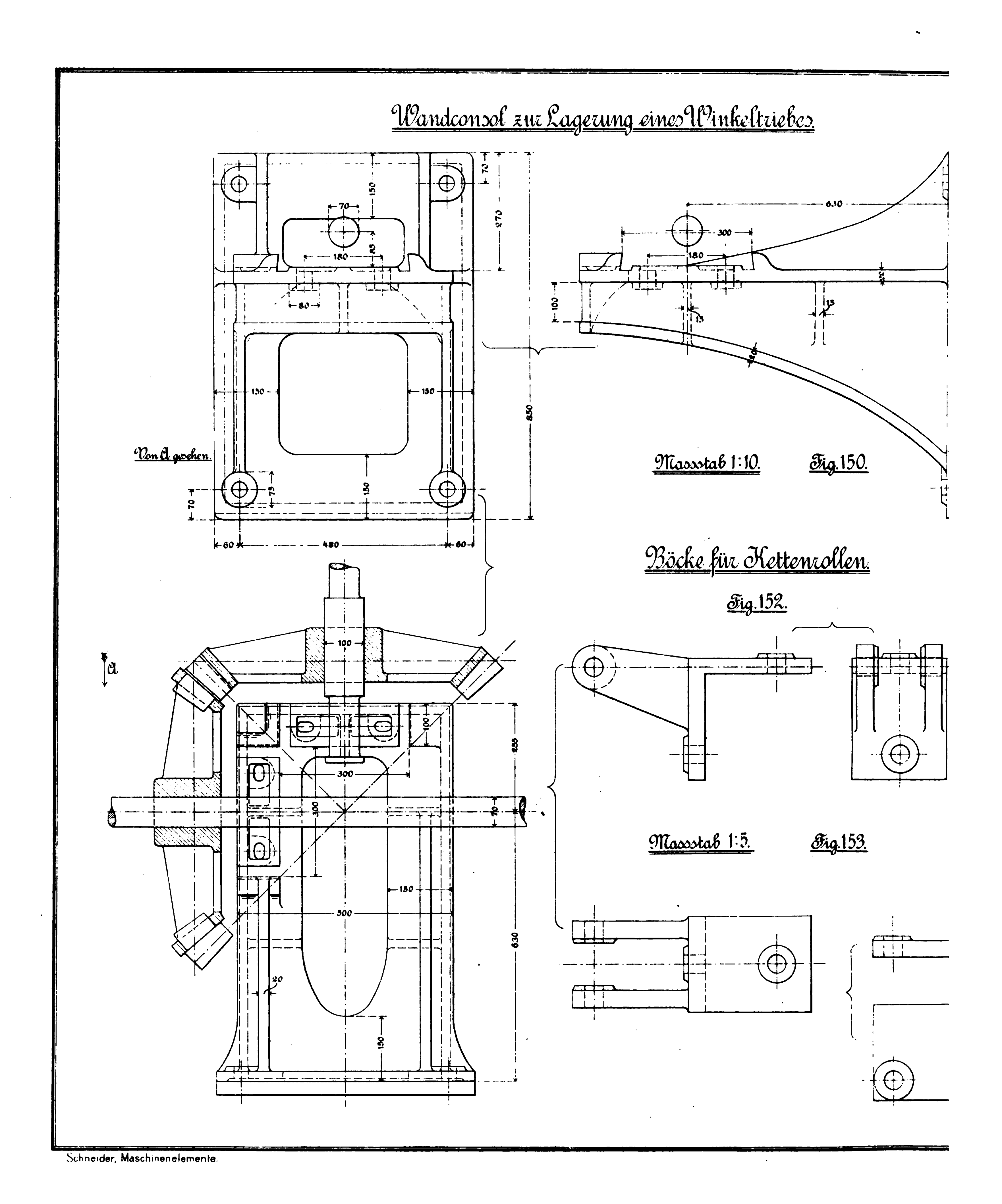
Wandplatte.

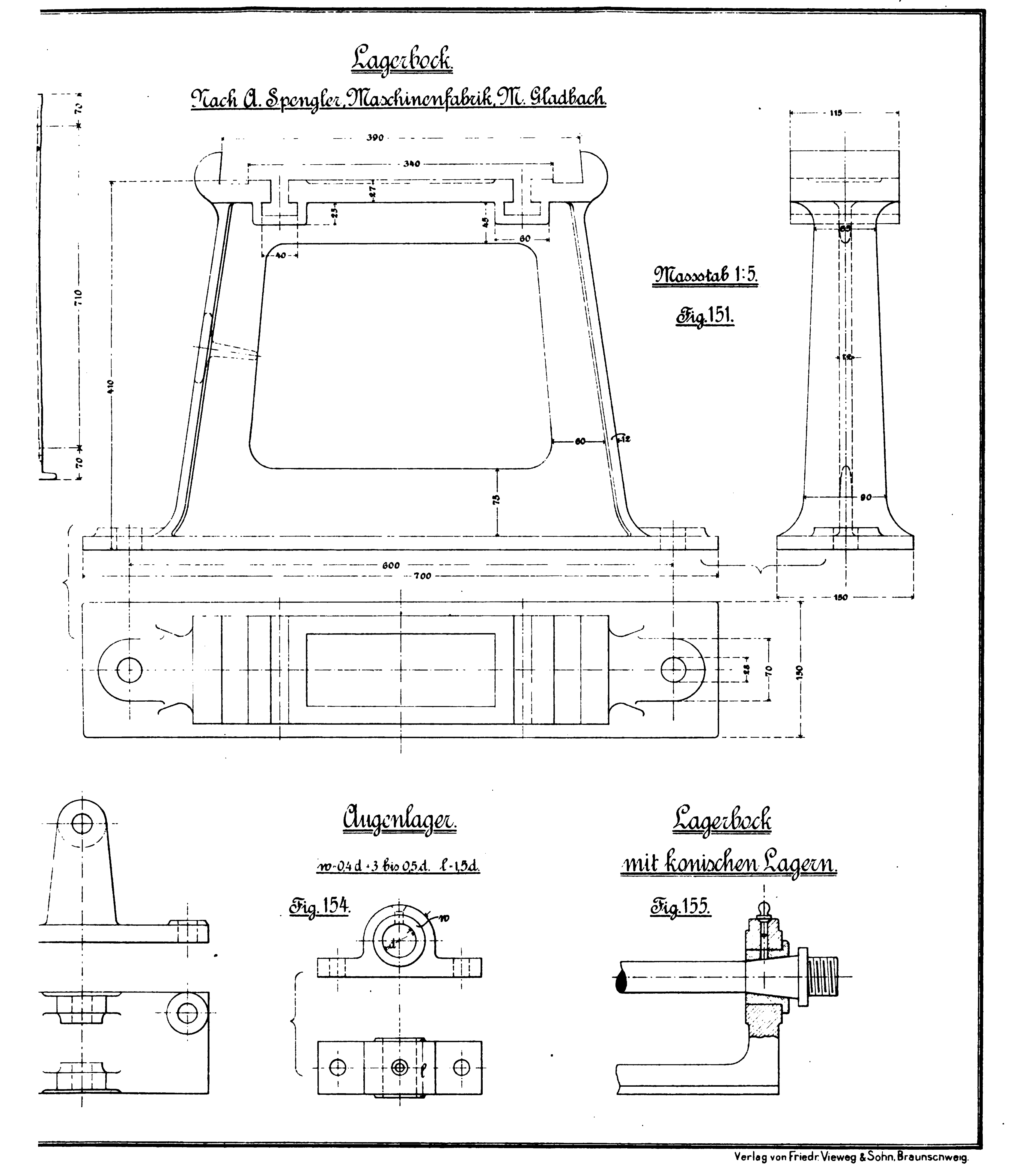
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

d mm	A mm	L mm	b mm	c mm	e mm	s Zoll	Gewicht kg	Preis Mk.
Modell A.								
40	80	340	100	50	230	5/8	15	6,50
50	85	380	120	50	285	5/8	20	9
60	90	420	130	50	320	3/4	30	12
70	130	480	150	50	360	3/4	45	18
Modell B.								
60	150	400	190	150	300	3/4	45	18
—	200	400	190	150	300	3/4	50	20
—	300	400	190	200	300	3/4	55	22
70	150	400	190	150	300	3/4	55	22
—	200	400	190	150	300	3/4	60	24
—	300	400	190	200	300	3/4	65	26
80	150	480	250	175	375	7/8	74	28
—	200	480	250	175	375	7/8	80	32
—	300	480	300	250	375	7/8	90	36
90	150	480	250	175	375	7/8	90	36
—	200	480	250	175	375	7/8	100	38
—	300	480	300	250	375	7/8	110	42
100—110	150	750	325	200	625	1	100	42
—	200	750	325	200	625	1	120	45
—	250	750	375	250	625	1	130	49
—	300	750	425	300	625	1	140	53
120	250	780	400	400	650	1 1/8	130	49
—	300	780	400	400	650	1 1/8	145	55
—	400	780	525	525	650	1 1/8	160	61
—	500	780	525	525	650	1 1/8	185	70
130—140	250	790	550	375	650	1 1/4	150	54
—	300	790	550	375	650	1 1/4	170	61
—	400	790	550	375	650	1 1/4	190	68
—	500	790	550	400	650	1 1/4	220	79
150	300	890	600	500	750	1 1/2	190	68
—	450	890	600	500	750	1 1/2	220	80
—	500	890	650	550	750	1 1/2	260	91

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.


S
H
d
A
A
D
d'
S
d
H
S
c
a
b


Wandconsol zur Lagerung eines Winkeltriebes.
Von A gesehen.
Massstab 1:10.
Fig. 150.
Böcke für Kettenrollen.
Fig. 152.
Massstab 1:5.
Fig. 153.



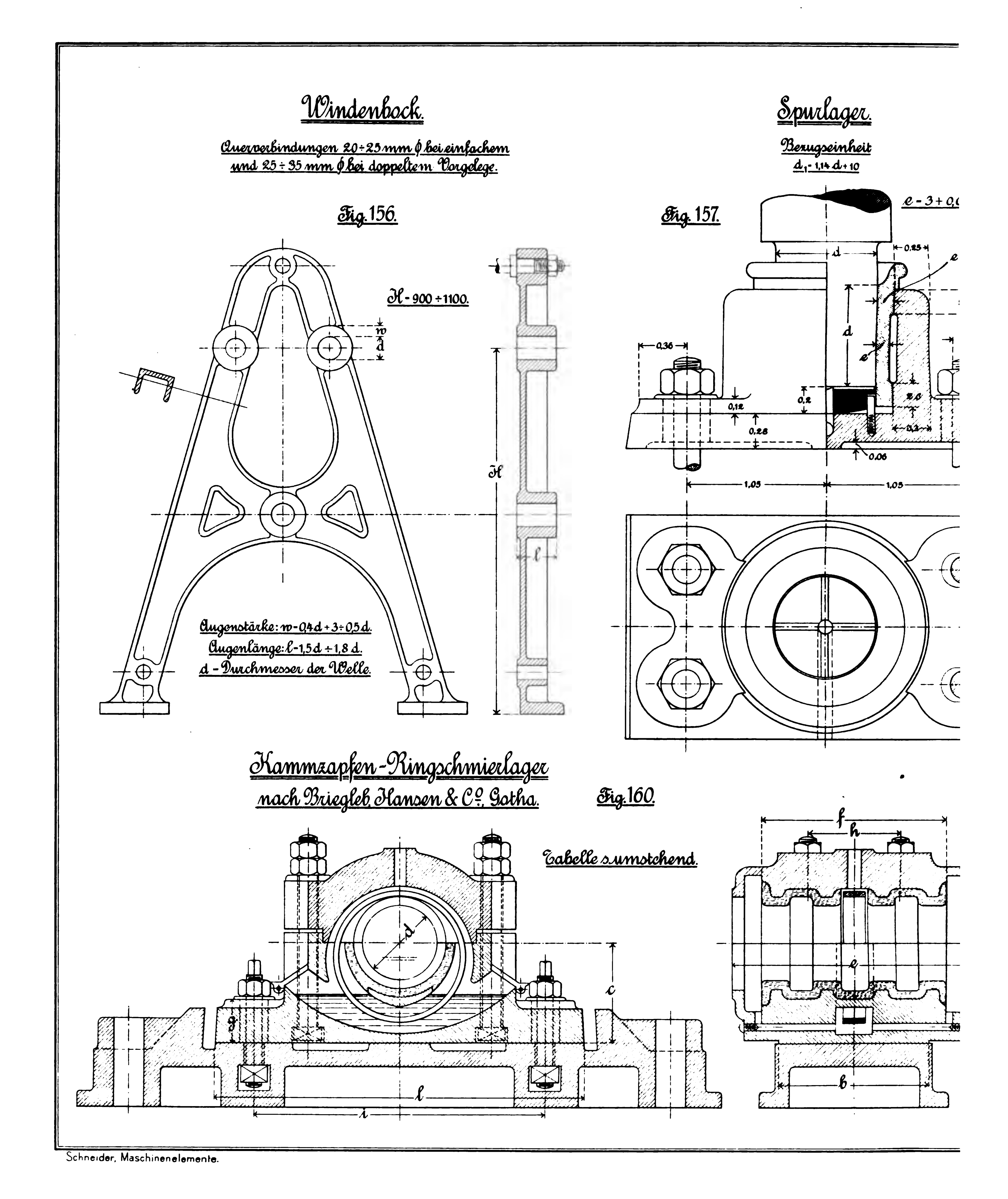
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Lagerbock für Stehlager. Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

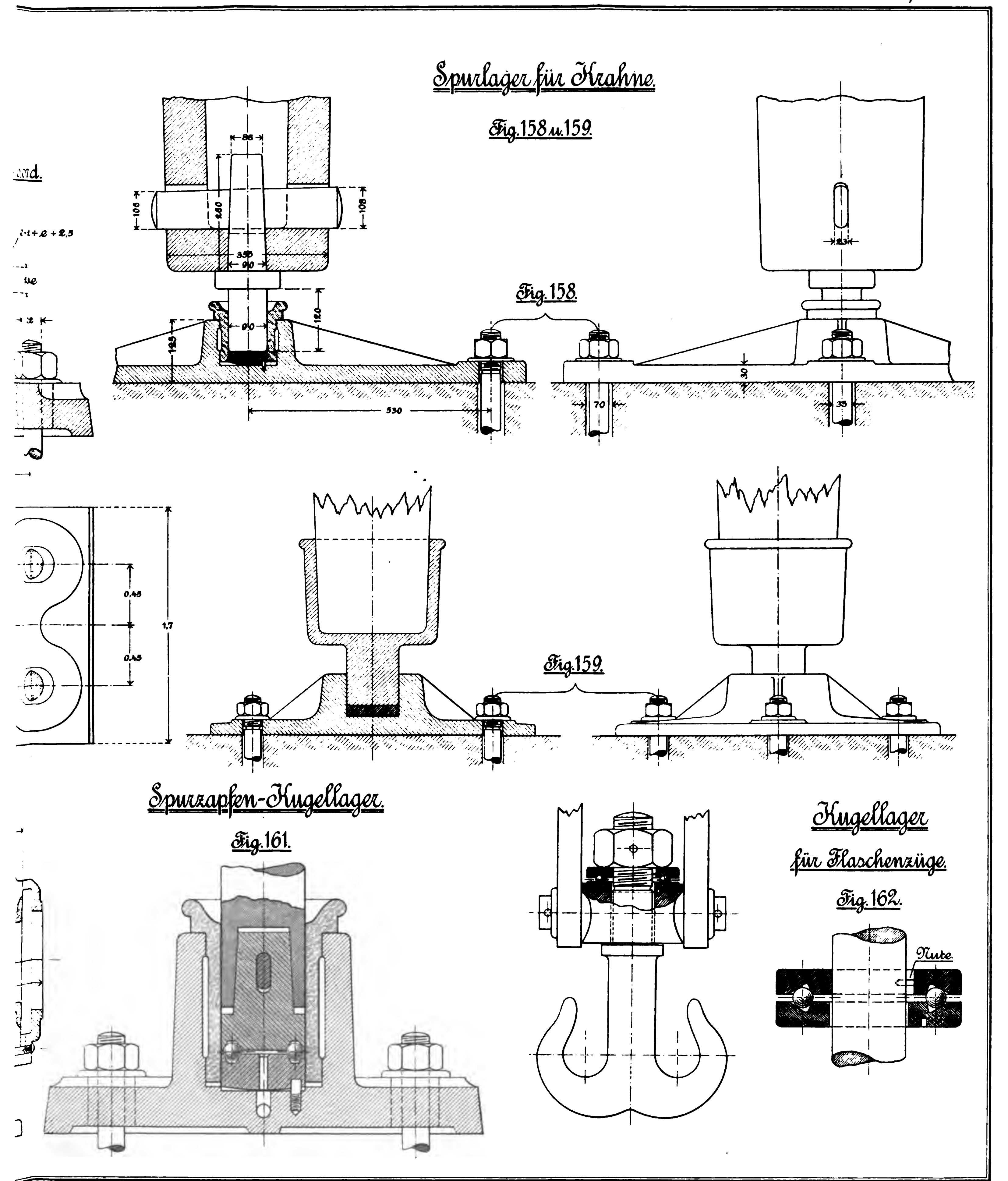
Bohrung des Lagers d mm	Höhe bis Mitte Lager H mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
40	400	30	675	—	7/8	2	25	10
	500	30	700	—	7/8	2	30	12
	600	30	725	—	7/8	2	35	14
	700	30	750	90	3/4	4	40	16
45	400	30	675	—	7/8	2	25	10
	500	30	700	—	7/8	2	30	12
	600	30	725	—	7/8	2	35	14
	700	30	750	90	3/4	4	40	16
50	400	35	675	—	1	2	30	12
	500	35	700	—	1	2	35	14
	600	35	725	—	1	2	40	16
	700	35	750	100	3/4	4	50	20
55	400	35	675	—	1	2	30	12
	500	35	700	—	1	2	35	14
	600	35	725	—	1	2	40	16
	700	35	750	100	3/4	4	50	26
60	500	40	750	—	1	2	45	18
	600	40	775	—	1	2	50	20
	700	40	800	110	7/8	4	65	26
	800	40	825	110	7/8	4	75	30
65	500	40	750	110	7/8	4	45	18
	600	40	775	110	7/8	4	50	20
	700	40	800	110	7/8	4	65	26
	800	40	825	110	7/8	4	75	30
70	500	45	750	125	7/8	4	75	30
	600	45	775	125	7/8	4	85	34
	700	45	800	125	7/8	4	105	40
	800	45	825	125	7/8	4	120	47
75	500	45	750	125	7/8	4	75	30
	600	45	775	125	7/8	4	85	34
	700	45	800	125	7/8	4	105	40
	800	45	825	125	7/8	4	120	47
80	500	45	875	125	7/8	4	80	32
	600	45	900	125	7/8	4	100	38
	700	45	925	125	7/8	4	120	47
	800	45	950	125	7/8	4	140	53

Bohrung des Lagers d mm	Höhe bis Mitte Lager H mm	Stärke an den Schrauben c mm	Befestigungsschrauben: Längs-Entfernung a mm	Befestigungsschrauben: Quer-Entfernung b mm	Befestigungsschrauben: Durchmesser s Zoll	Befestigungsschrauben: Anzahl	Gewicht kg	Preis Mk.
85	500	50	875	140	1	4	80	32
	600	50	900	140	1	4	100	38
	700	50	925	140	1	4	120	47
	800	50	950	140	1	4	140	53
90	600	50	875	140	1	4	90	36
	700	50	900	140	1	4	110	42
	800	50	925	140	1	4	140	53
	900	50	950	140	1	4	160	61
95	600	50	875	140	1	4	90	36
	700	50	900	140	1	4	110	42
	800	50	925	140	1	4	140	53
	900	50	950	140	1	4	160	61
100	600	55	1050	160	1 1/8	4	110	42
	700	55	1090	160	1 1/8	4	130	49
	800	55	1130	160	1 1/8	4	160	61
	900	55	1180	160	1 1/8	4	180	68
105	600	55	1050	160	1 1/8	4	110	42
	700	55	1090	160	1 1/8	4	130	49
	800	55	1130	160	1 1/8	4	160	61
	900	55	1180	160	1 1/8	4	180	68
110	600	55	1050	160	1 1/8	4	140	53
	700	55	1090	160	1 1/8	4	153	59
	800	55	1130	160	1 1/8	4	170	65
	900	55	1180	160	1 1/8	4	190	72
115	600	65	1050	180	1 1/4	4	140	53
	700	65	1090	180	1 1/4	4	155	59
	800	65	1130	180	1 1/4	4	170	65
	900	65	1180	180	1 1/4	4	190	72
120	600	65	1050	180	1 1/4	4	155	59
	700	65	1090	180	1 1/4	4	175	66
	800	65	1130	180	1 1/4	4	195	74
	900	65	1180	180	1 1/4	4	230	83
125	600	65	1050	180	1 1/4	4	155	59
	700	65	1090	180	1 1/4	4	175	66
	800	65	1130	180	1 1/4	4	195	74
	900	65	1180	180	1 1/4	4	230	83

Die Preise verstehen sich ausschliesslich Ankerplatten und Ankerschrauben.



Schneider, Maschinenelemente.

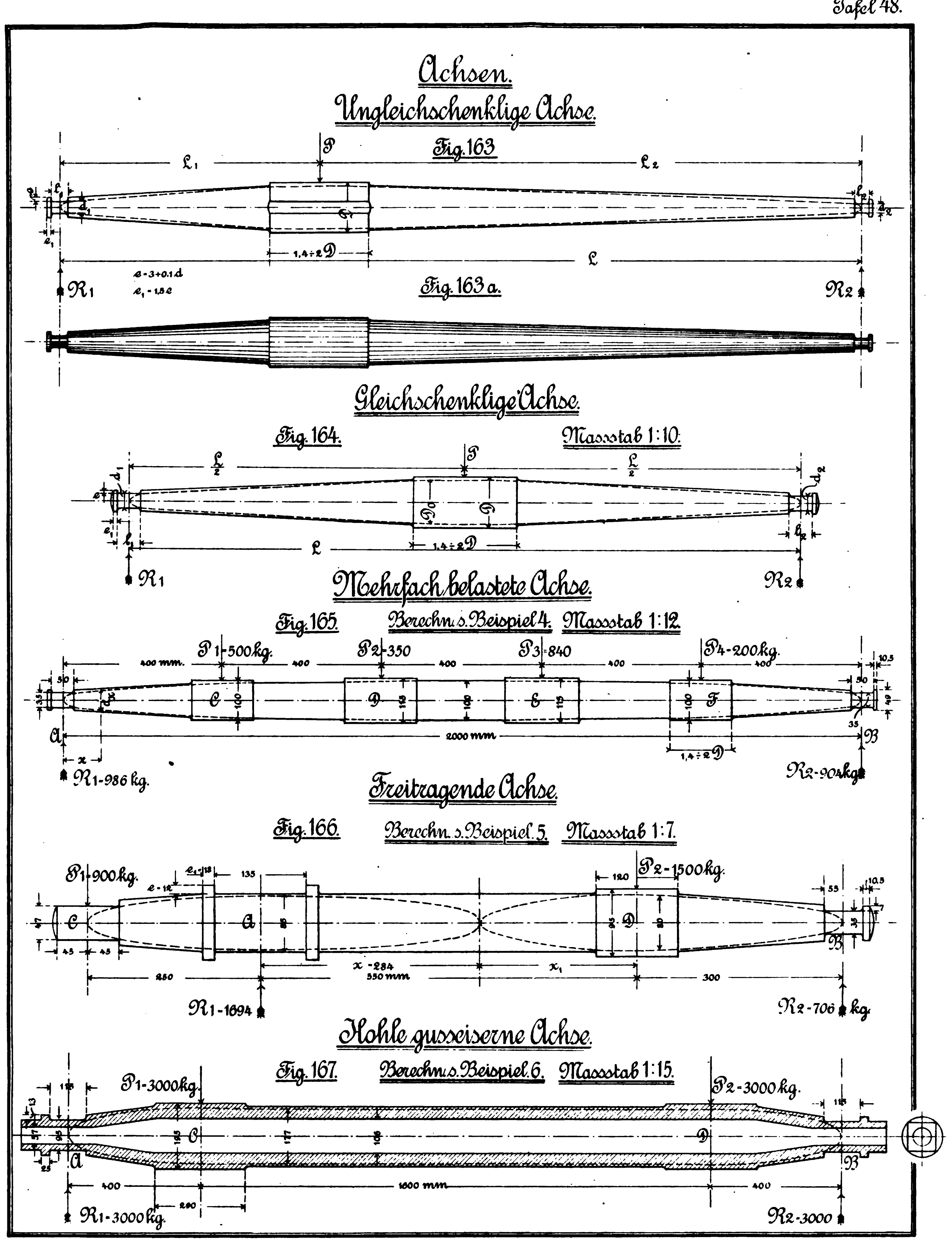


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn. Braunschweig.

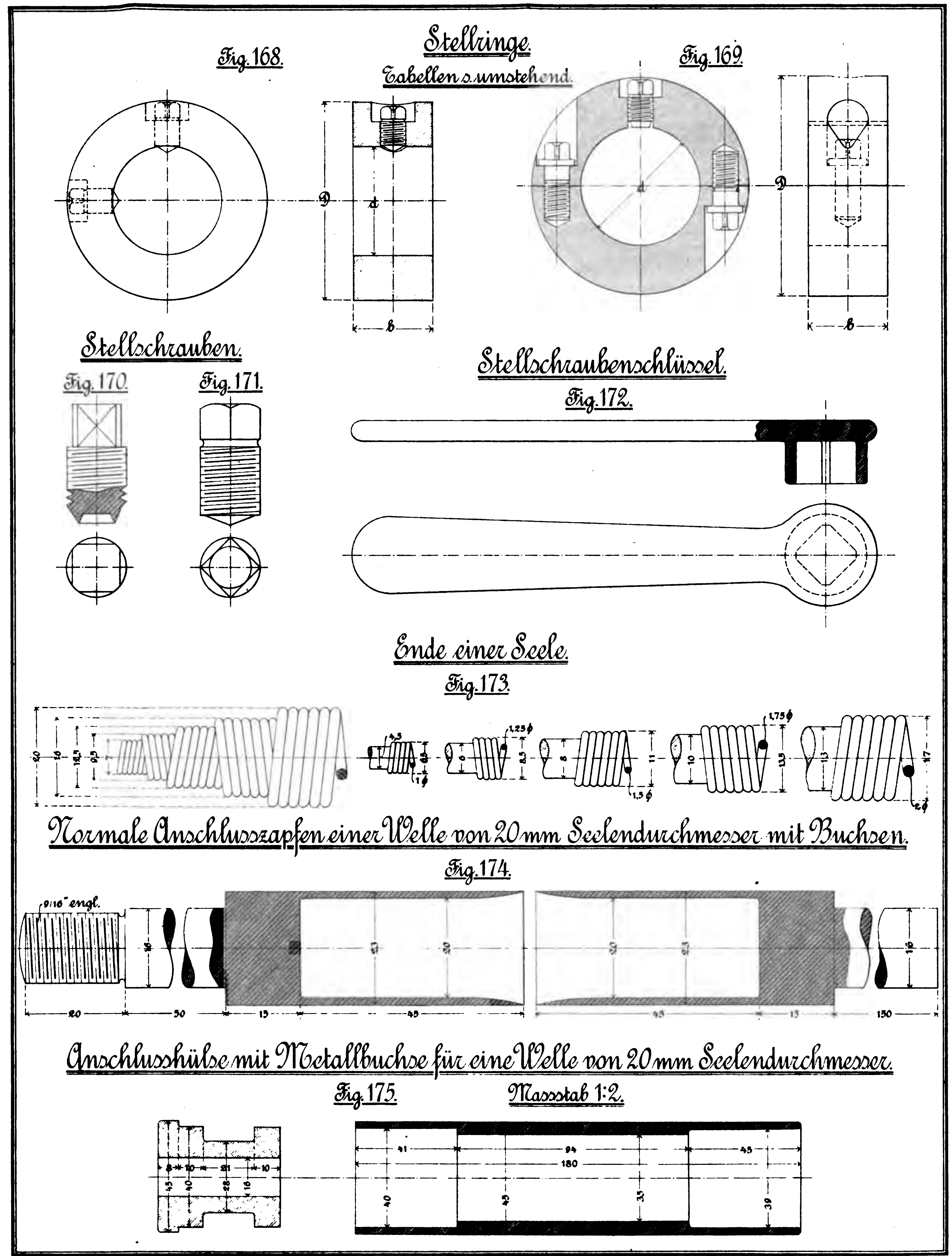
Kammzapfen-Ringschmierlager mit Weissmetallschalen.

Nach Briegleb, Hansen & Co., Gotha.

Bohrung des Lagers	Abmessungen in mm						Fussschrauben				Lager ohne Fussschrauben	
	Länge der Fussplatte	Breite der Fussplatte	Lagerhöhe	Länge des Lagerkörpers	Länge der Lagerschale	Stärke der Fussplatte	Entfernung in mm		Durchmesser in Zoll	Anzahl	Gewicht	Preis
d	l	b	c	e	f	g	h	i	s		kg	Mk.
40	245	86	60	110	80	28	50	177	$^1/_2$	4	9	30
45	265	84	65	122	90	30	45	195	$^1/_2$	4	12	31
50	285	100	70	140	100	35	50	210	$^1/_2$	4	15	33
55	302	106	75	156	110	38	55	230	$^1/_2$	4	19	35
60	320	110	80	170	120	40	60	240	$^1/_2$	4	22	38
65	340	115	85	180	130	41	65	260	$^5/_8$	4	26	42
70	355	120	90	190	140	45	70	265	$^5/_8$	4	29	46
75	365	130	95	200	150	40	75	275	$^5/_8$	4	33	51
80	380	134	100	220	160	46	80	288	$^5/_8$	4	40	56
85	390	150	105	236	170	47	85	300	$^5/_8$	4	46	61
90	400	155	110	250	180	48	90	308	$^3/_4$	4	53	66
95	414	165	115	260	190	50	95	320	$^3/_4$	4	57	72
100	425	170	120	270	200	52	100	330	$^3/_4$	4	62	78
105	440	180	125	280	210	52	105	345	$^3/_4$	4	68	84
110	455	190	125	300	220	52	110	360	$^7/_8$	4	75	91
115	470	195	130	310	230	55	115	375	$^7/_8$	4	87	98
120	485	205	135	320	240	55	120	385	$^7/_8$	4	100	105
125	500	220	140	330	250	55	125	405	$^7/_8$	4	109	112
130	520	225	145	330	260	58	130	420	1	4	120	120
140	556	240	155	360	280	62	140	445	1	4	146	138
150	600	250	165	380	300	65	150	480	$1^1/_8$	4	174	156
160	640	270	175	400	320	65	160	500	$1^1/_8$	4	204	178
170	680	280	185	420	340	70	170	535	$1^1/_8$	4	238	201
180	740	300	200	450	360	75	180	560	$1^1/_4$	4	270	229
190	760	310	210	470	380	75	190	590	$1^1/_4$	4	310	259
200	820	330	220	490	400	80	200	650	$1^3/_8$	4	355	300



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

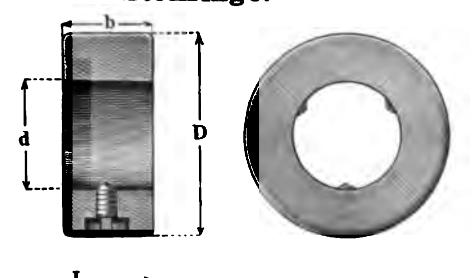


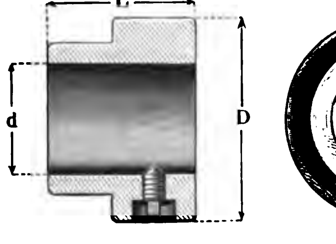
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

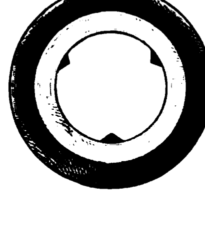
Stellringe

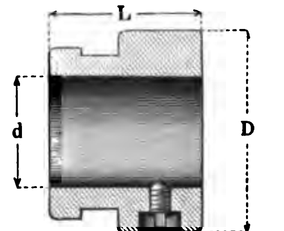
nach den **Ausführungen der Maschinenfabrik von A. Spengler, M.-Gladbach.**

Stellringe.











Schmiedeeiserne Stellringe.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Breite b mm	Anzahl der Stellschrauben	Durchmesser der Stellschrauben Zoll	Gewicht kg	Preis Mk
30	55	25	3	3/8	0,6	3,—
35	60	25	3	3/8	0,6	3,50
40	70	30	3	3/8	0,7	4,—
45	80	30	3	3/8	0,7	4,50
50	90	40	3	1/2	1,3	5,—
55	100	40	3	1/2	1,3	5,75
60	110	50	3	1/2	1,5	6,50
65	115	50	3	1/2	1,5	7,—
70	120	55	3	5/8	3	7,50
75	125	55	3	5/8	3	8,—
80	130	60	3	5/8	5,5	9,—
85	135	60	3	5/8	5,5	10,—
90	140	60	3	3/4	7	11,—
95	145	65	3	3/4	7	12,—
100	150	65	3	3/4	9	13,50
105	160	65	3	3/4	9	14,—
110	170	70	3	7/8	10	15,—
115	180	70	3	7/8	10	15,50
120	190	75	3	7/8	11,5	17,—
125	200	75	3	7/8	11,5	18,—
130	210	80	3	1	13	19,—
135	220	80	3	1	13	20,—
140	230	85	3	1	14,5	22,—
145	240	85	3	1	15	24,—
150	250	90	3	1 1/8	15	26,—

Gusseiserne Stellringe

für Stehlager mit Kugelbewegung und Ringschmierung.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Anzahl der Stellschrauben	Durchmesser der Stellschrauben Zoll	Gewicht kg	Preis Mk.
40	70	65	3	3/8	2	4,50
45	80	65	3	3/8	2	5,—
50	90	75	3	1/2	2,5	5,50
55	100	75	3	1/2	2,5	6,—
60	110	85	3	1/2	3	7,—
65	115	85	3	1/2	3	7,50
70	120	95	3	5/8	3,7	8,—
75	125	95	3	5/8	3,7	8,50
80	130	95	3	5/8	4	9,50
85	135	100	3	5/8	4	10,50
90	140	105	3	3/4	5	12,—
95	145	105	3	3/4	5	13,—
100	150	105	3	3/4	6	14,—
105	160	105	3	3/4	6	15,—
110	170	110	3	7/8	7	16,—
115	180	115	3	7/8	7,5	17,—
120	190	115	3	7/8	9	18,—
125	200	115	3	7/8	9,5	19,—
130	210	115	3	1	10,5	20,—
135	220	125	3	1	12	21,—
140	230	125	3	1	13	23,—
145	240	125	3	1	14	25,—
150	250	125	3	1 1/8	15	27,—

Gusseiserne Stellringe

für Weissmetall-Lager mit herausnehmbaren Lagerschalen und Ringschmierung.

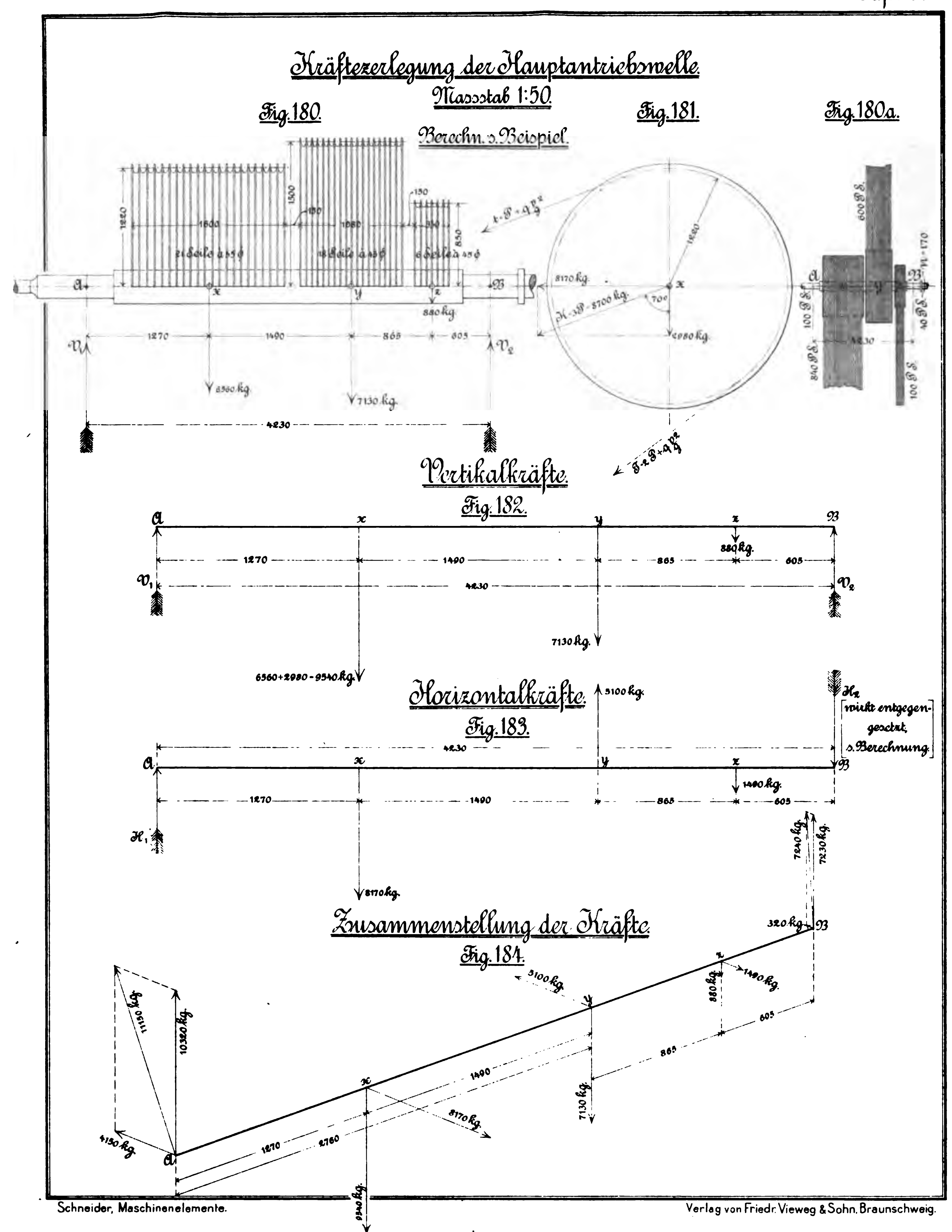
Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Anzahl der Stellschrauben	Durchmesser der Stellschrauben Zoll	Gewicht kg	Preis Mk.
50	90	70	3	1/2	2	5,50
55	100	70	3	1/2	2	6,—
60	110	75	3	1/2	2,5	7,—
65	115	75	3	1/2	2,5	7,50
70	120	80	3	5/8	3	8,—
75	125	80	3	5/8	3	8,50
80	130	80	3	5/8	3,5	9,50
85	135	85	3	5/8	3,5	10,50
90	140	90	3	3/4	4,5	12,—
95	145	90	3	3/4	4,5	13,—
100	150	95	3	3/4	5	14,—
105	160	95	3	3/4	5	15,—
110	170	100	3	7/8	6	16,—
115	180	105	3	7/8	7,5	17,—
120	190	105	3	7/8	8,5	18,—
125	200	105	3	7/8	9	19,—
130	210	110	3	1	10	20,—
135	220	115	3	1	11	21,—
140	230	115	3	1	12	23,—
145	240	115	3	1	13	25,—
150	250	115	3	1 1/8	14	27,—
160	270	120	3	1 1/8	15	29,—
170	290	125	3	1 1/8	16	31,—
180	310	125	3	1 1/8	17	33,—
190	330	135	3	1 1/4	18	35,—
200	350	140	3	1 1/4	19	37,—
210	370	140	3	1 1/4	20	39,—
220	390	140	3	1 1/4	21	41,—

Stellringe werden ungetheilt und getheilt ausgeführt und zwar erstere in Schmiedeeisen, die übrigen in Gusseisen. Letztere werden zu den Ringschmierlagern benutzt und laufen zum Theil innerhalb der Lager.

70

70

65

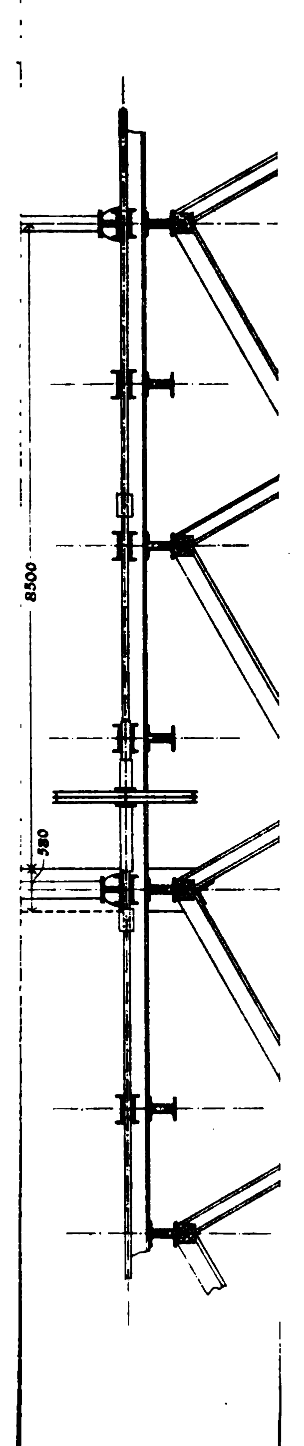

Kräftezerlegung der Hauptantriebswelle.
Masstab 1:50.
Fig. 180.
Berechn. s. Beispiel.
Fig. 181.
Fig. 180a.
Vertikalkräfte.
Fig. 182.
Horizontalkräfte.
Fig. 183.
Zusammenstellung der Kräfte.
Fig. 184.

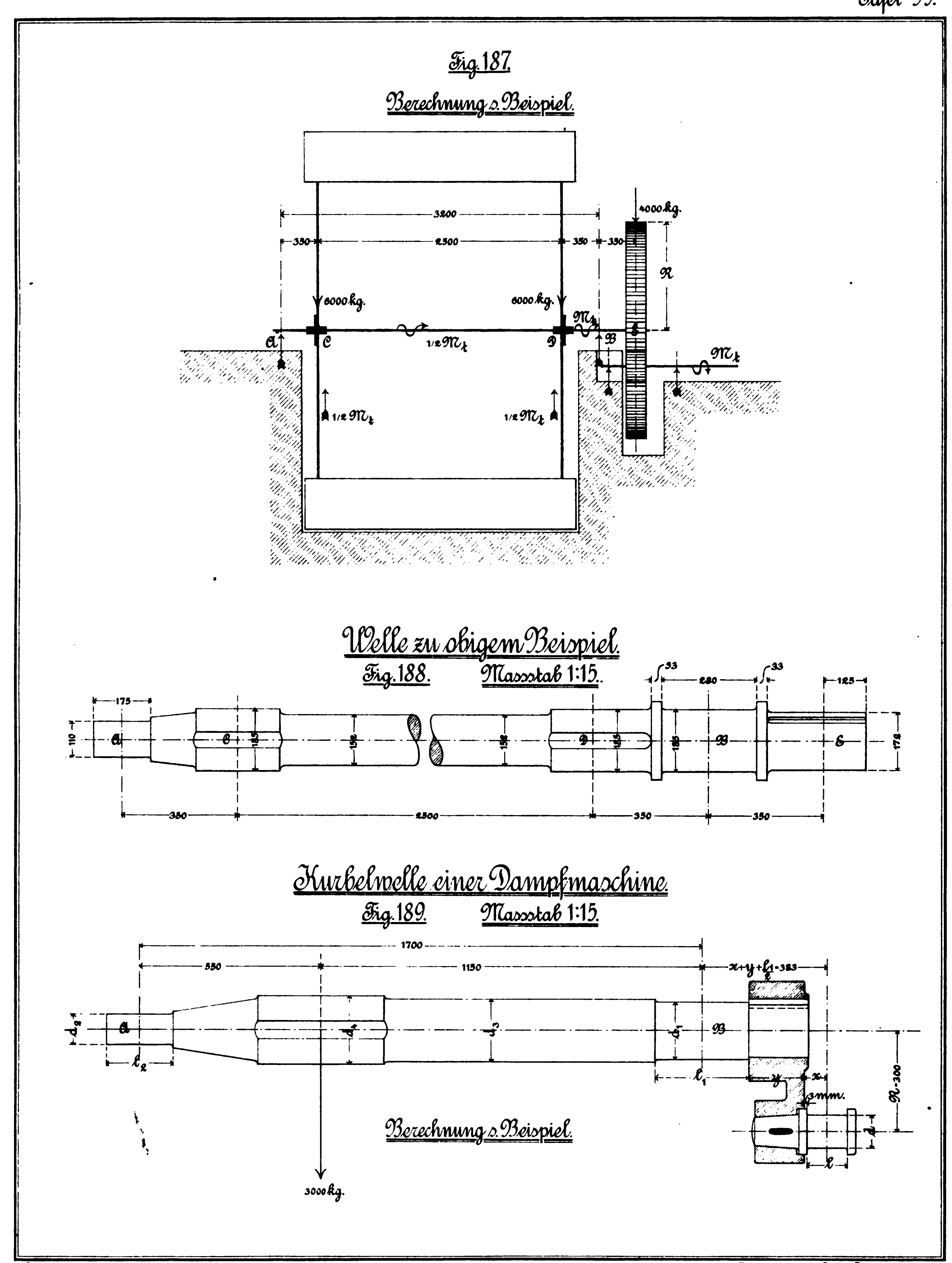


Transmiss

Ausgefü

U

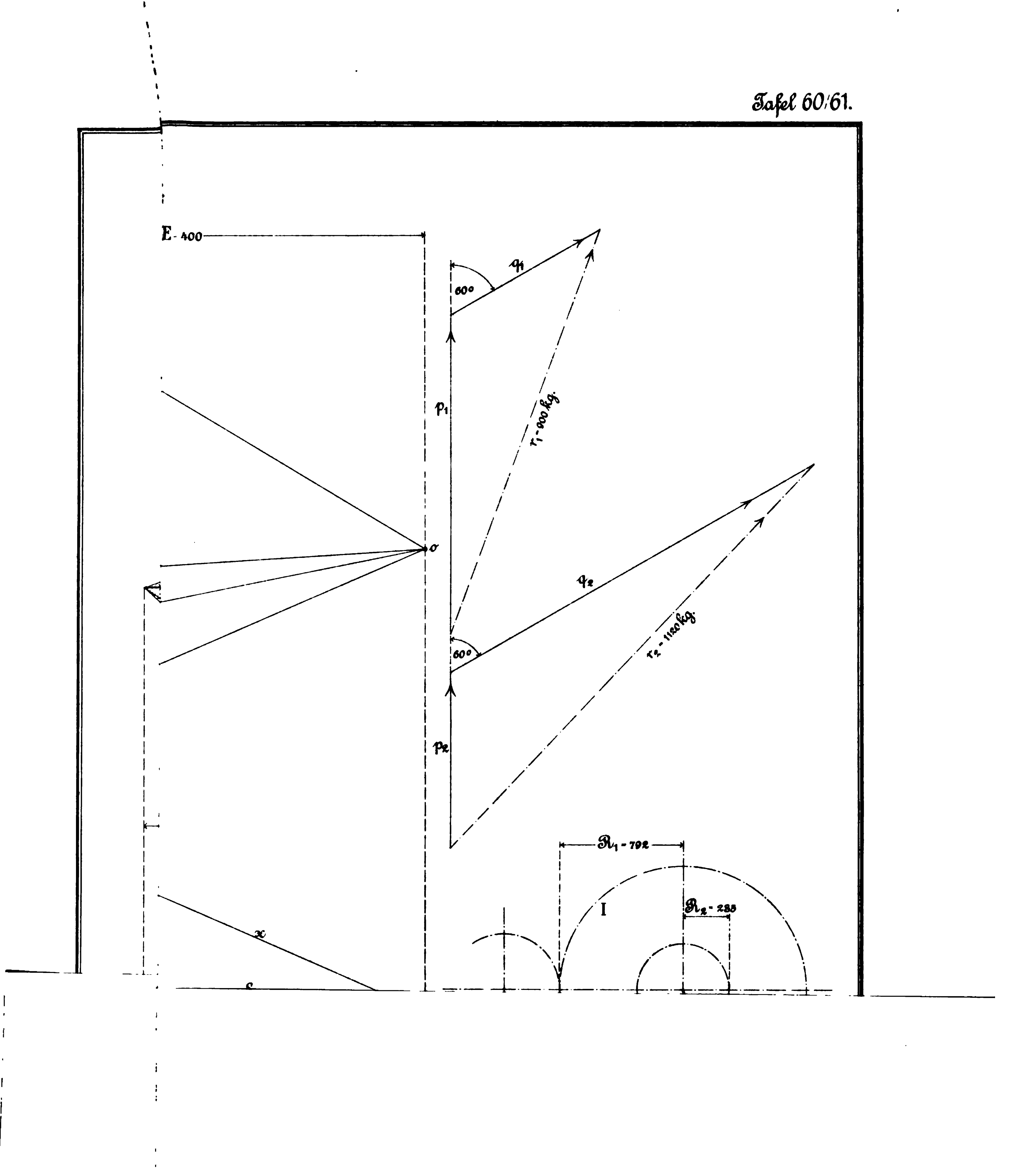


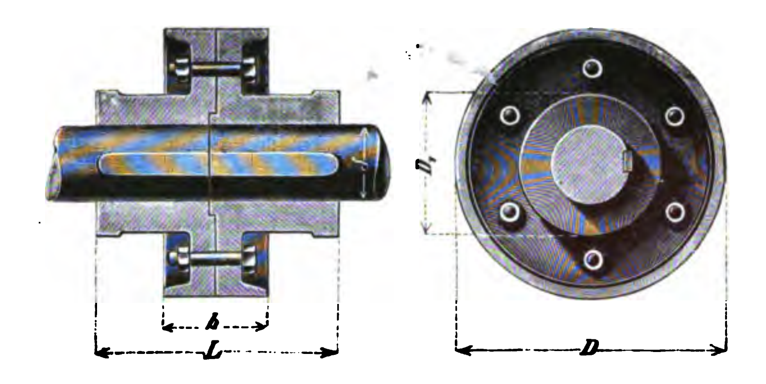


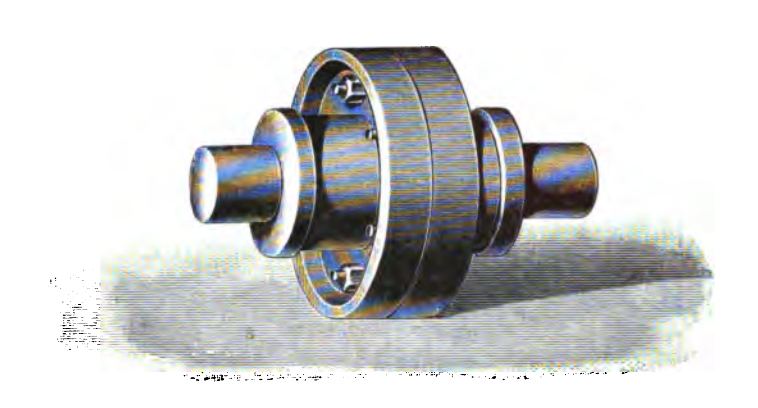
 Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

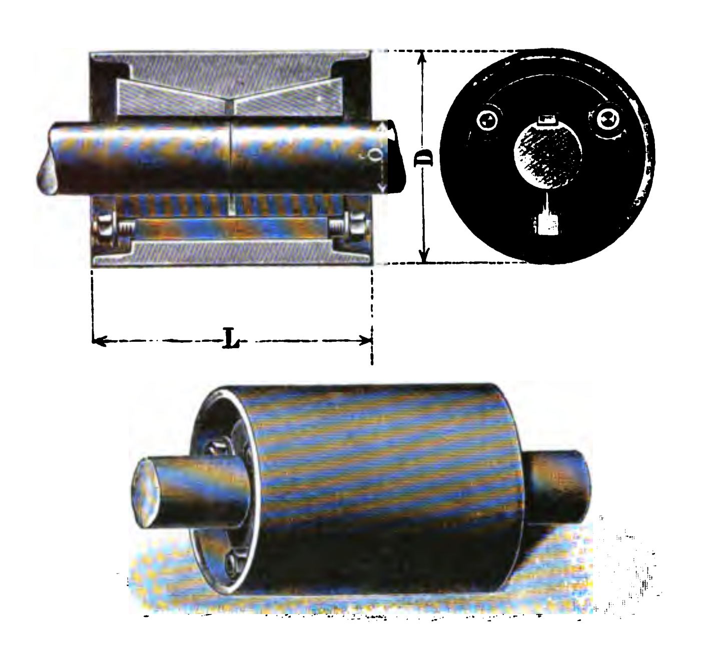


Tafel 60/61.









Scheiben-Kupplung.

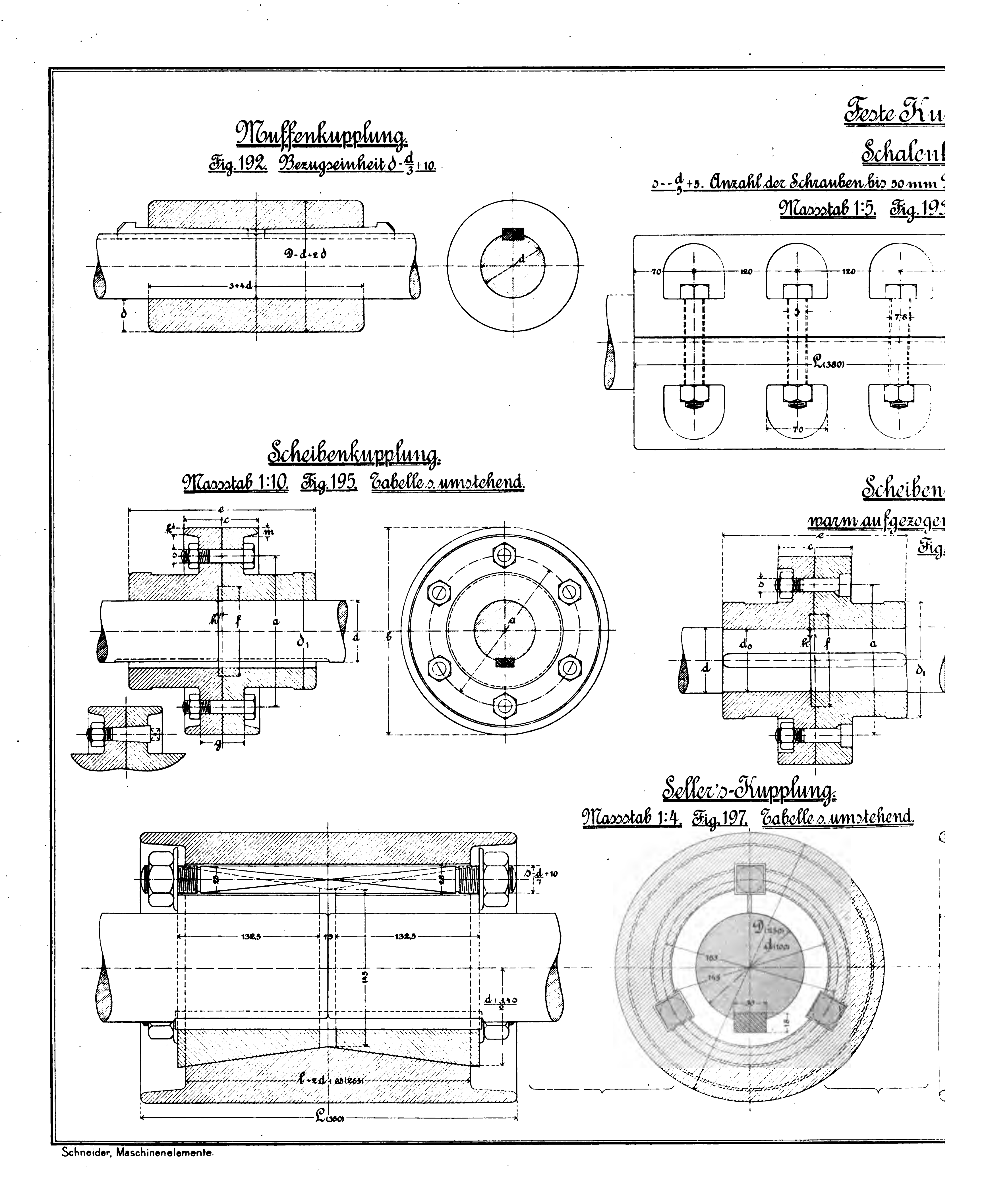
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung **d** mm	Durch-messer **D** mm	Durch-messer **D₁** mm	Länge **L** mm	Breite **b** mm	Gewicht kg	**Preis** Mk.
40—45	210	100	180	80	24	24
50—55	240	110	200	90	28	28
60—65	265	120	230	100	32	32
70—75	285	140	250	110	42	38
80—85	310	160	280	115	68	47
90—95	330	175	300	120	85	58
100	360	195	320	135	100	70
110	385	210	340	140	130	88
120	410	230	370	150	155	105
130	435	245	390	160	195	145
140	455	260	415	165	220	160
150	480	275	435	170	250	180
160	510	290	460	175	295	196
170	525	310	480	185	344	210
180	550	320	500	195	390	224
190	575	335	530	200	455	240
200	600	350	550	210	515	250

Sellers-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung **d** mm	Durch-messer **D** mm	Länge **L** mm	Gewicht kg	**Preis** Mk.
30—35	110	160	15	25
40—45	130	180	20	30
50—55	150	215	25	35
60—65	175	250	30	45
70—75	200	270	45	55
80—85	220	290	55	70
90—95	230	320	70	85
100—105	250	350	85	105
110—115	280	380	115	120
120—125	310	420	140	140
130—135	330	450	180	165
140—145	350	480	220	190
150	360	500	260	220


Feste Ku
Muffenkupplung.
Fig. 192. Bezugseinheit δ = d/3 + 10.
Schalen
Massstab 1:5. Fig. 19
Scheibenkupplung.
Massstab 1:10. Fig. 195. Tabelle s. umstehend.
Scheiben
warm aufgezogen
Seller's-Kupplung.
Massstab 1:4. Fig. 197. Tabelle s. umstehend.

...upplungen.

...kupplung.

...Bohrung. z-4, über 50 ÷ 150 mm Bohrung. z-6.

...Tabelle s. umstehend.

y so gross machen, dass x circ. $\frac{d}{8}$ wird.

Hülsenkupplung.

Masstab 1:6. Fig. 194. Tabelle s. umstehend.

...kupplung.

...n oder aufgepresst.

...196.

Tabelle zur Scheibenkupplung

nach Ausführungen der Maschinenfabrik A. Spengler, M. Gladbach.

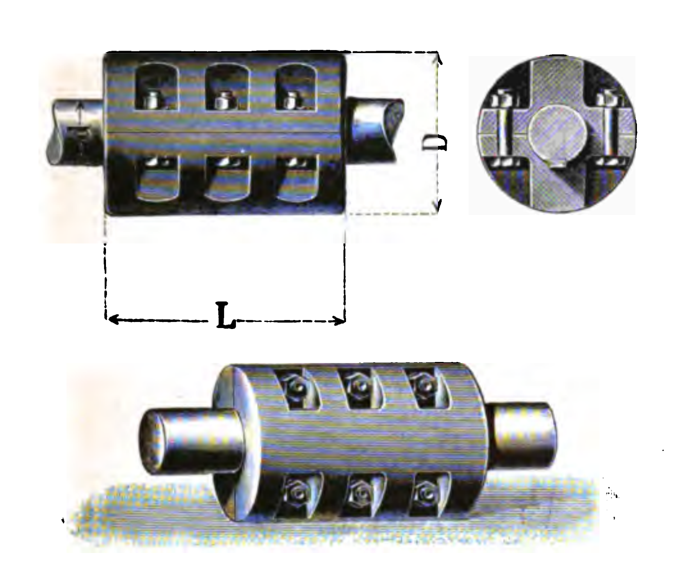
No	d	δ_1	a	b	c	e	f	g	h	k	m	s	Anzahl der Schrb.	Gewicht
1	40	100	140	210	80	180	60	45	5	5	8	5/8"	4	24
2	50	100	160	240	90	200	80	50	5	8	10	5/8"	4	28
3	60	120	175	265	100	230	85	55	5	8	10	3/4"	4	32
4	70	140	200	285	110	250	100	60	6	10	12	3/4"	4	42
5	80	160	220	310	115	280	115	65	6	10	12	3/4"	4	68
6	90	175	230	330	120	300	125	70	7	12	15	3/4"	6	85
7	100	195	255	360	135	320	145	75	7	12	15	7/8"	6	100
8	110	210	270	385	140	340	155	80	8	12	15	7/8"	6	130
9	120	230	295	410	150	370	170	85	8	15	18	7/8"	6	155
10	130	245	310	435	160	390	185	90	8	15	18	1"	6	195
11	140	260	330	455	165	415	195	95	9	15	18	1"	6	220
12	150	275	350	480	170	435	210	100	9	17	20	11/8"	6	250
13	160	290	370	510	175	460	225	100	9	17	20	11/8"	6	295
14	170	310	385	525	185	480	240	110	10	17	20	11/4"	6	344
15	180	320	410	550	195	500	250	110	10	20	22	11/4"	6	390
16	190	335	420	575	200	530	265	115	12	20	22	11/4"	8	455
17	200	350	445	600	210	550	280	120	12	20	22	11/4"	8	515

Conus zur Sellerskupplung.

Fig. 197 a.

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

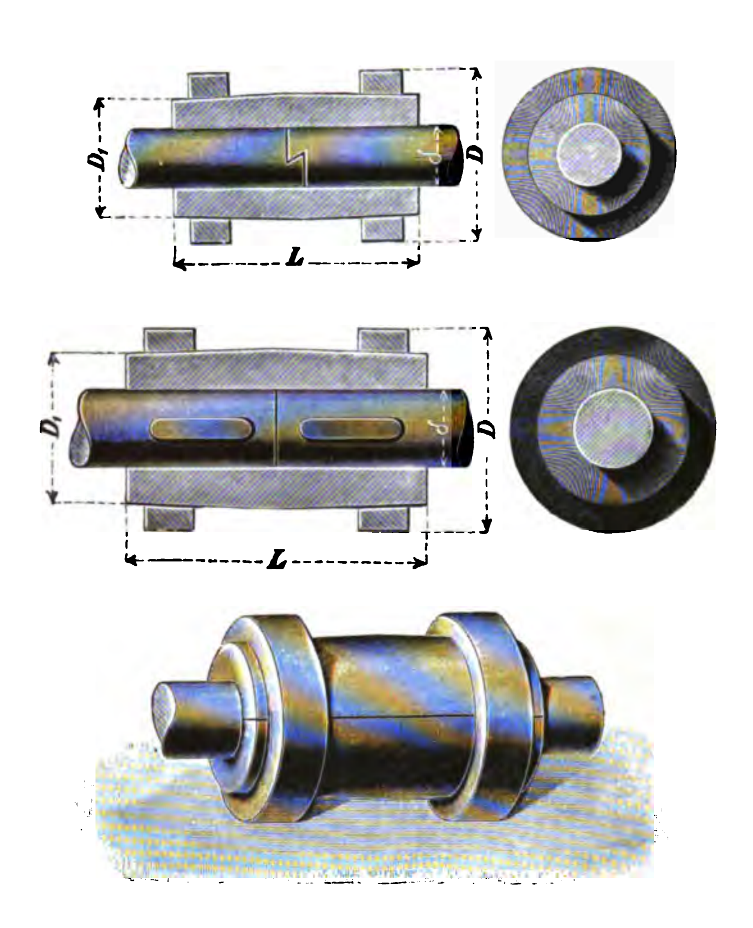
Zu Tafel 64/65.



Schalen-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

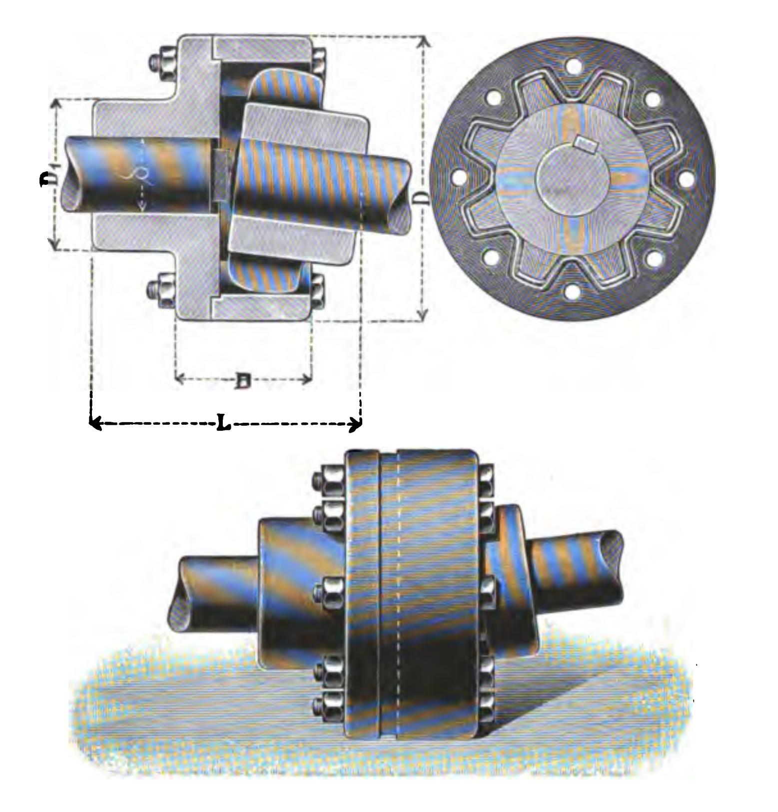
Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Gewicht kg	Preis Mk.
50	140	225	25	28
55	140	225	25	28
60	160	260	35	35
65	160	260	35	35
70	180	305	50	40
75	180	305	50	40
80	200	320	80	50
85	200	320	80	50
90	220	340	105	62
95	220	340	105	62
100	240	360	130	75
105	240	360	130	75
110	260	380	155	90
115	260	380	155	90
120	280	420	180	105
125	280	420	180	105
130	300	460	200	120
135	300	460	200	120
140	320	500	230	140
145	320	500	230	140
150	340	540	270	160



Hülsen-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Durchmesser D_1 mm	Länge L mm	Gewicht kg	Preis Mk.
30—35	100	60	120	8	21
40—45	125	80	160	12	24
50—55	150	100	200	17	28
60—65	175	120	240	23	35
70—75	200	140	280	38	40
80—85	225	160	320	53	50
90—95	245	180	360	72	62
100	270	200	400	98	75
110	295	220	440	127	90
120	320	240	480	158	115
130	340	260	520	196	125
140	365	280	560	248	150
150	390	300	600	286	175
160	415	320	640	335	200
170	440	340	680	380	220
180	465	360	720	430	245
190	490	380	760	480	270
200	520	400	800	550	295





Gelenk-Kupplung.

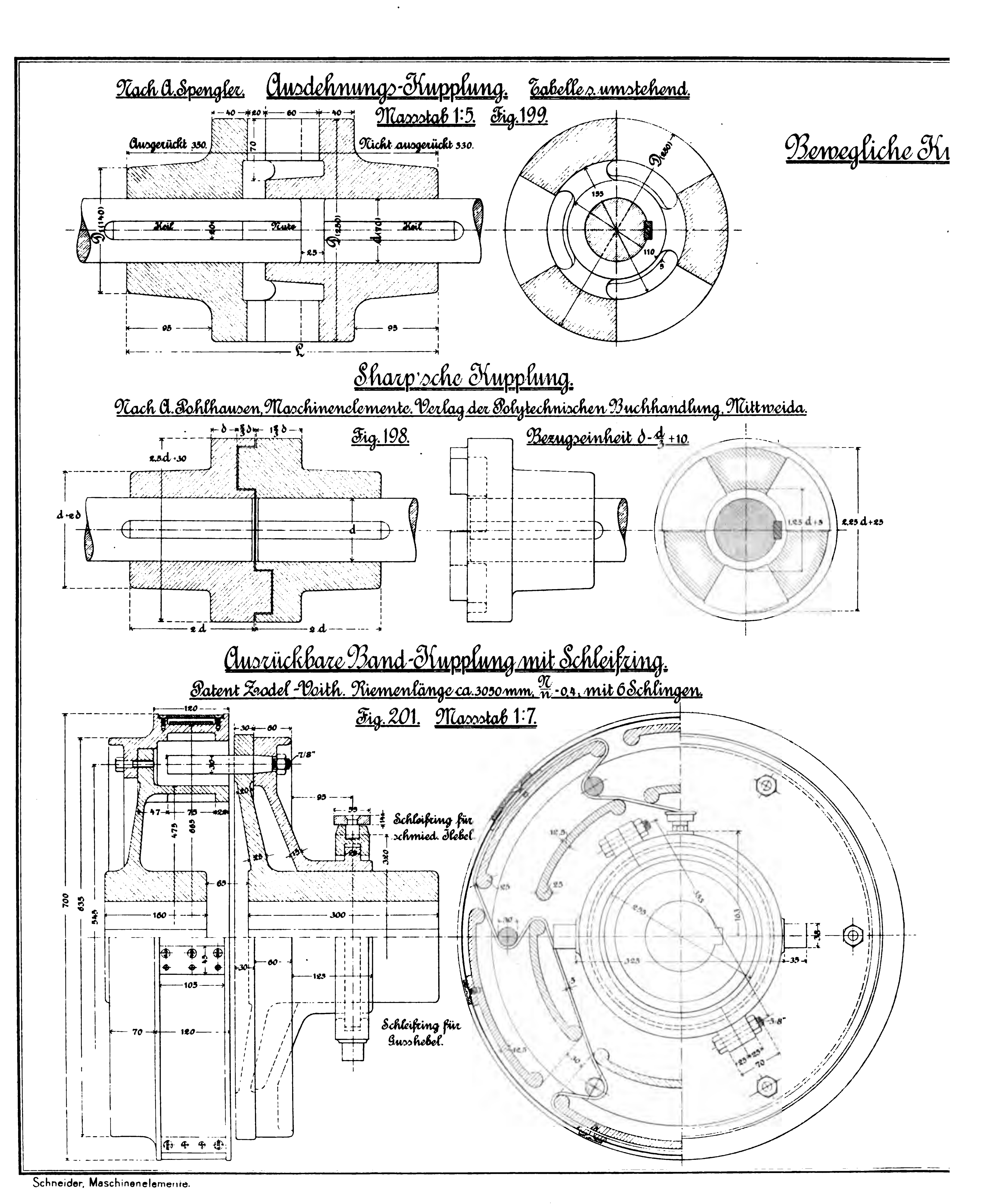
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

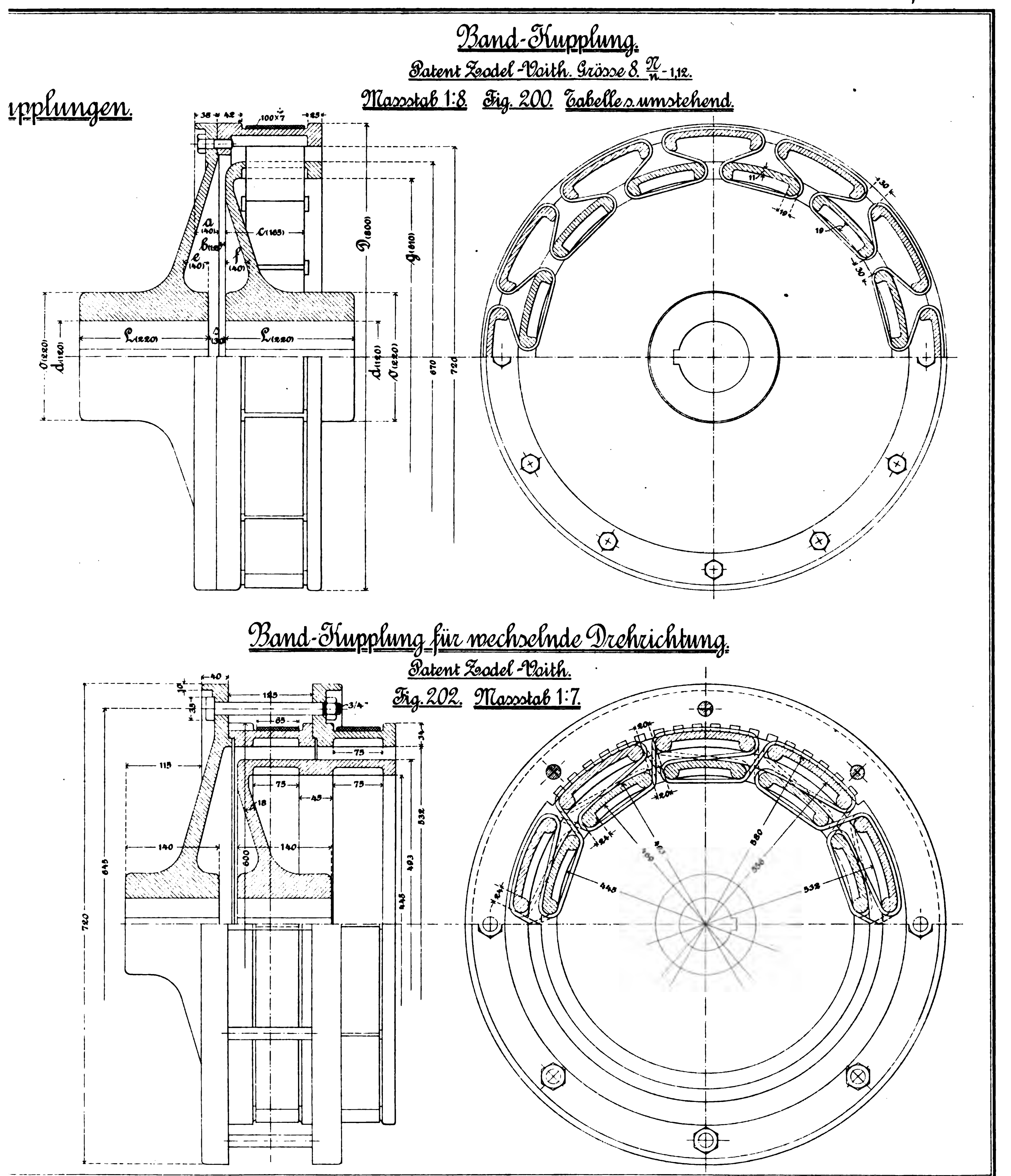
Bohrung d mm	Aeusserer Durchmesser D mm	Durchmesser D_1 mm	Breite B mm	Länge L mm	Gewicht kg	Preis Mk.
100	400	200	220	370		
105	400	200	220	370		
110	425	220	230	400		
115	425	220	230	400		
120	455	240	240	430		
125	455	240	240	430		
130	490	260	250	460		
135	490	260	250	460		
140	525	280	260	490		
145	525	280	260	490		
150	560	300	270	525	Auf besondere Anfrage.	
155	560	300	270	525		
160	595	320	285	560		
165	595	320	285	560		
170	630	340	300	595		
175	630	340	300	595		
180	670	360	320	630		
185	670	360	320	630		
190	710	380	340	665		
195	710	380	340	665		
200	750	400	360	700		

Ausdehnungs-Kupplung.

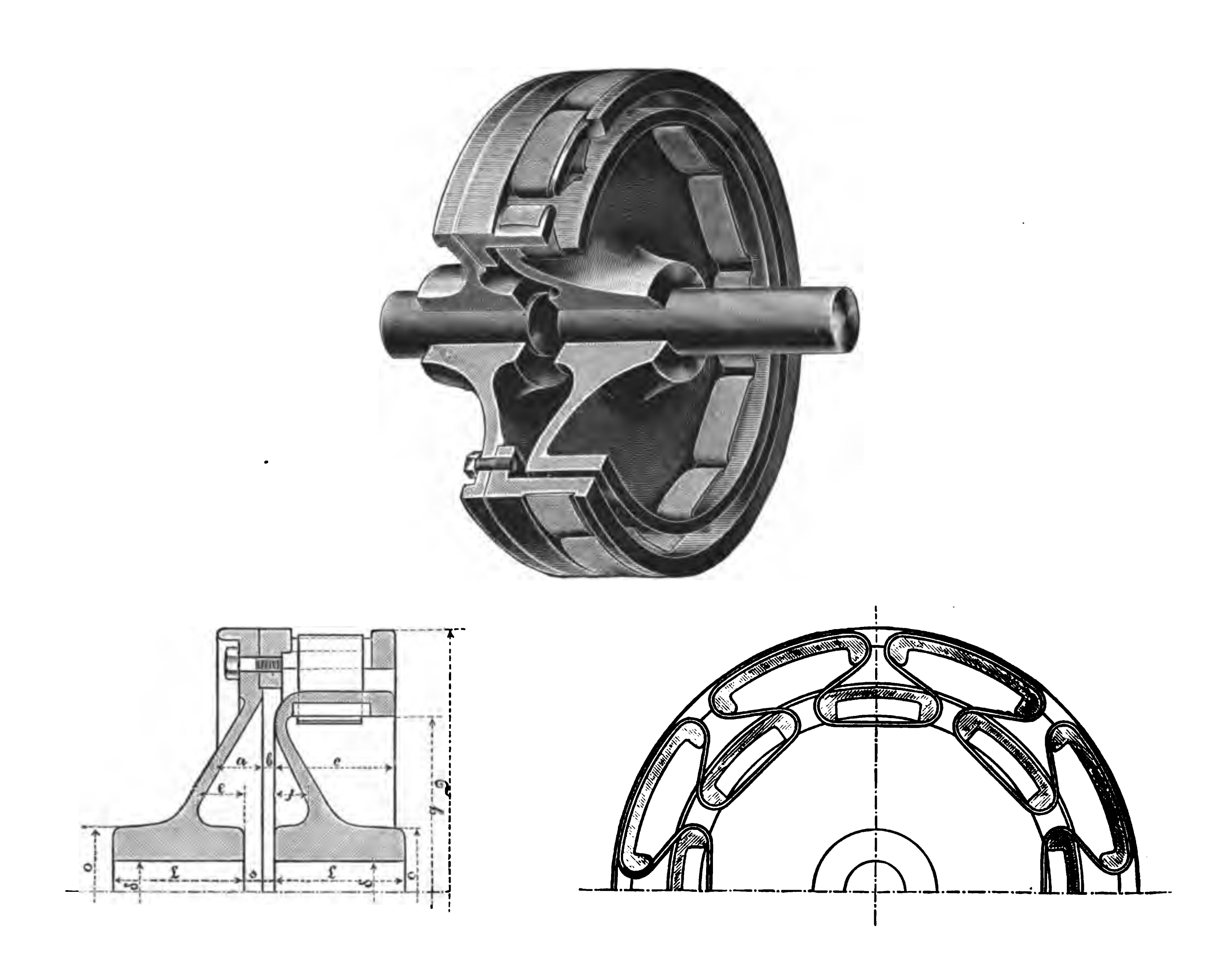
Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Durchmesser D_1 mm	Länge L mm	Grösste Ausdehnung mm	Gewicht kg	Preis Mk.
50—55	190	110	285	15	45	30
60—65	210	125	305	15	45	35
70—75	235	140	325	15	50	40
80—85	260	155	345	20	65	52
90—95	285	170	365	20	85	65
100—105	310	185	385	20	115	90
110—115	340	205	410	20	150	105
120—125	370	220	435	25	170	120
130—135	400	235	460	25	220	155
140—145	430	250	485	25	260	180
150	460	270	520	25	330	198
160	490	290	565	30	400	240
170	520	310	610	30	470	285
180	550	330	655	30	540	325
190	580	350	705	30	650	390
200	620	370	760	30	750	450


Nach A. Spengler.
Ausdehnungs-Kupplung.
Tabelle s. umstehend.
Masstab 1:5. Fig. 199.
Bewegliche Ku
Ausgerückt 350.
Nicht ausgerückt 330.
Keil
Nute
Keil
Sharp'sche Kupplung.
Nach A. Pohlhausen, Maschinenelemente. Verlag der Polytechnischen Buchhandlung, Mittweida.
Fig. 198.
Bezugseinheit δ = d/3 + 10.
Ausrückbare Band-Kupplung mit Schleifring.
Patent Zodel-Voith. Riemenlänge ca. 3050 mm. N/n = 0,4, mit 6 Schlingen.
Fig. 201. Masstab 1:7.
Schleifring für schmied. Hebel.
Schleifring für Gusshebel.



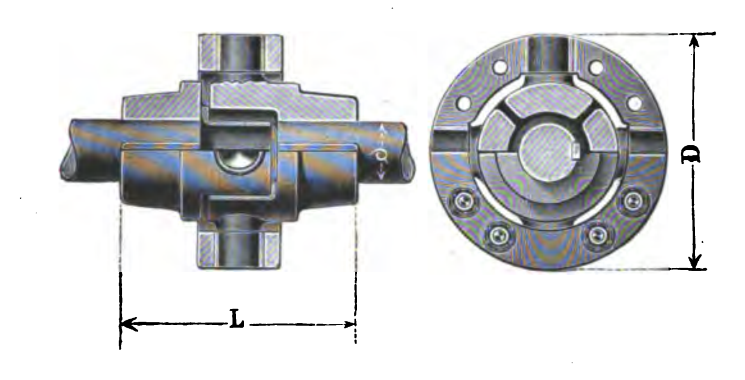
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

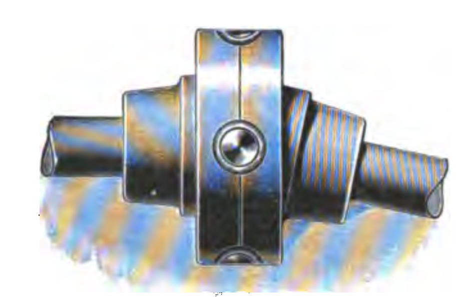


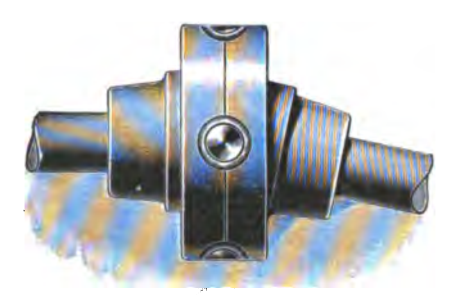
Band-Kupplung.

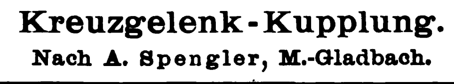
Patent Zodel-Voith.

Grössen Nr.	$\frac{N}{n}$	Durchmesser D	Norm. Naben				Sonstige Dimensionen						Riemenmafse		
			Länge L	Durchmesser o	Bohrung d	Abstand s	a	b	c	e	f	g	Breite	Stärke	Länge
0,7	0,00087	70	30	40	15	25	a + b = 33		16	0	0	35	15	1	320
0,9	0,0017	90	30	40	20	25	a + b = 33		16	0	0	48	15	1	400
1,2	0,003	120	40	45	20	20	a + b = 50		40	20	0	64	20	2	900
1,5	0,007	150	50	50	25	18	19	18	50	0	0	84	25	2	950
2	0,01	200	50	60	30	20	24	21	55	10	0	106	25	2	1450
3	0,03	300	75	80	40	20	26	8	74	20	10	176	40	3	2450
4	0,075	400	90	100	50	20	31	6	90	30	30	270	50	4	3450
5	0,15	500	115	120	60	20	32	9	91	30	30	370	50	4	4300
6	0,46	600	160	170	90	30	31	9	120	30	30	450	75	6	5350
8	1,12	800	220	220	120	30	43	12	165	40	40	610	100	7	6950
10	2,13	1000	260	260	140	40	42	13	190	50	50	760	120	8	8500
12	3,8	1200	300	310	170	40	53	7	205	90	90	940	120	8	11100
14	5,25	1400	330	360	200	50	50	10	230	90	90	1100	140	8	12800
16	8	1600	360	420	230	50	63	15	255	110	110	1260	160	8	14700
18	10	1800	375	450	250	50	63	15	255	110	110	1440	160	8	17400
20	15,6	2000	450	540	300	70	95	20	320	110	110	1560	200	8	20500





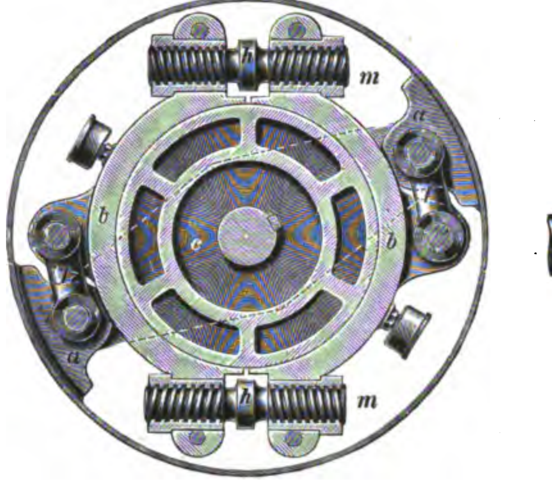




Kreuzgelenk-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Gewicht kg	Preis Mk.
50—55	220	220	30	110
60—65	250	250	35	120
70—75	280	280	40	130
80—85	315	310	55	140
90—95	350	340	80	160
100—105	385	370	125	185
110—115	420	400	180	230
120—125	460	430	245	305
130—135	500	460	280	350
140—145	550	490	340	435
150	600	530	400	490



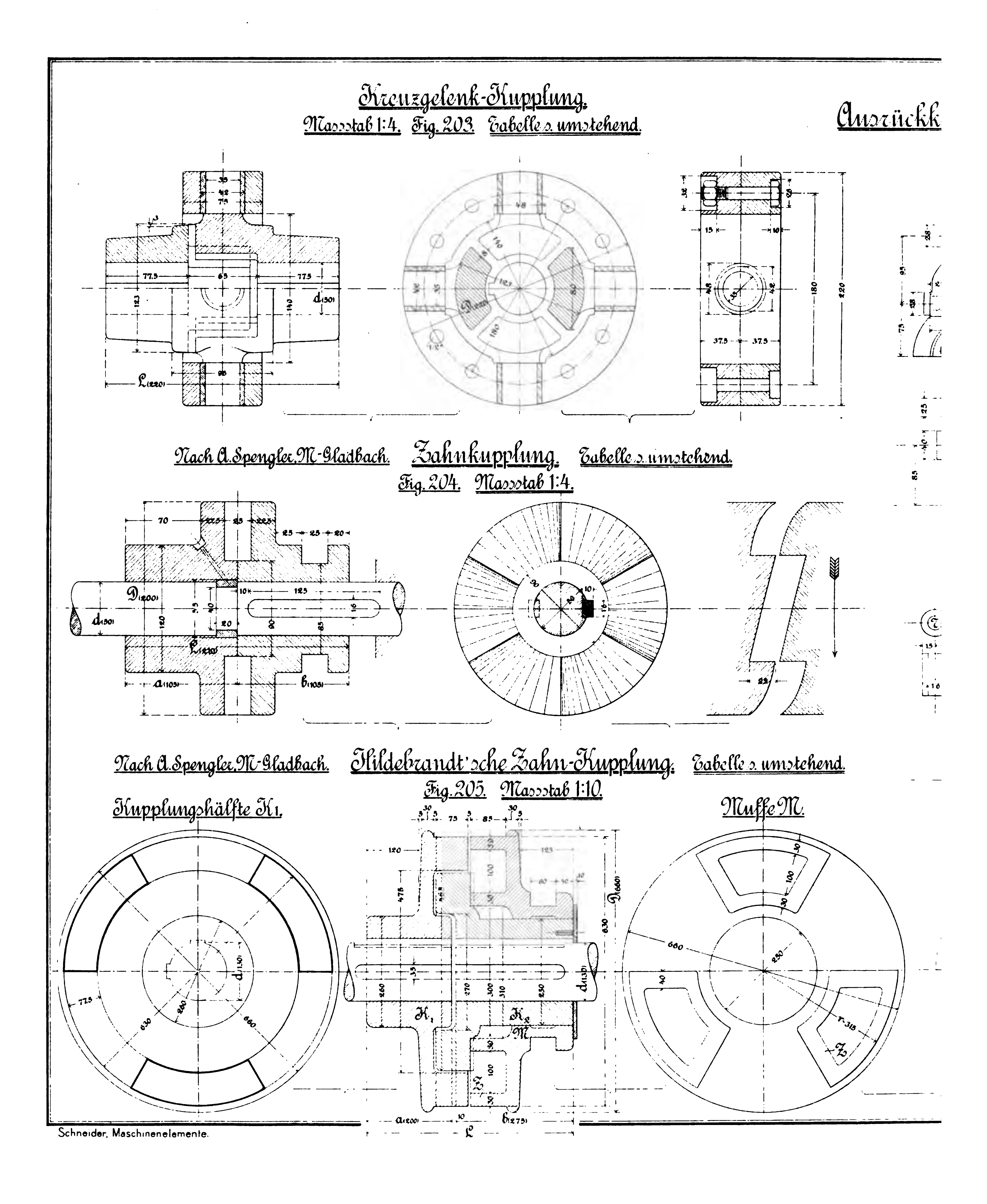


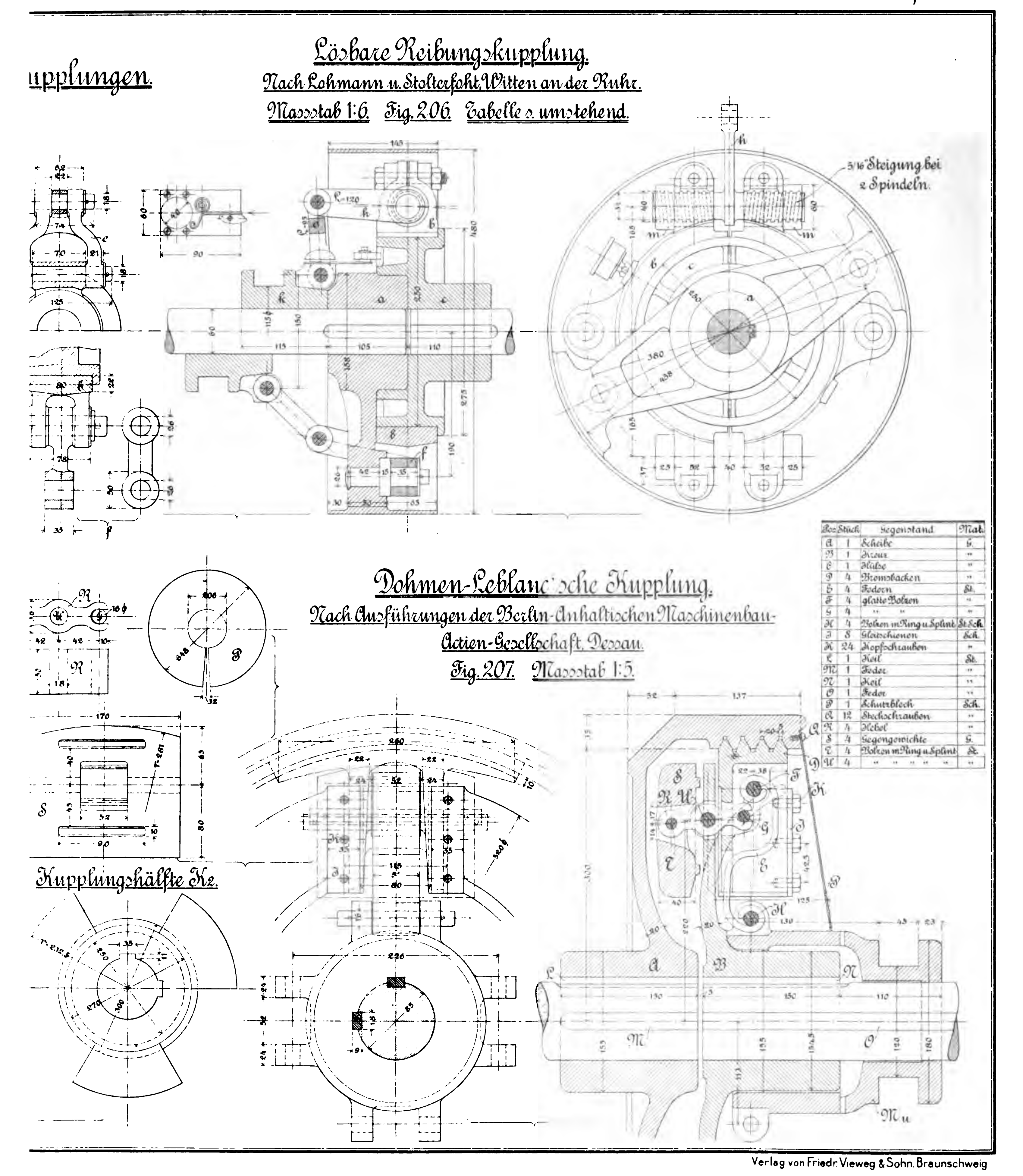
Lösbare Reibungskupplung.

Nach Lohmann u. Stolterfoht, Witten, Ruhr.

Wellen-Durchmesser mm	Pferdestärken bei 100 T. per Minute*)	Grösster Durchmesser mm	Grösste Länge A mm	Grösste Länge B mm	Dimensionen der Ausrückmuffe x	Dimensionen der Ausrückmuffe y	Preis der Kupplung Mk.	Preis des Ausrückhebels Mk.
50	4	400	235	90	100	35	190	25
60	8	480	290	110	115	40	250	35
70	15	560	330	130	130	50	310	45
80	23	640	380	150	150	55	400	55
90	35	720	430	170	165	60	510	65
100	50	800	470	180	180	65	635	90
110	70	880	530	200	200	70	775	120
120	100	980	585	220	210	75	950	145
130	130	1080	635	240	220	80	1150	170
140	160	1180	685	260	235	85	1350	195
150	200	1280	730	280	250	90	1550	220
160	250	1365	775	300	265	95	1850	250
170	300	1450	820	320	280	100	2100	300
180	370	1535	865	340	295	105	2400	360
190	440	1620	910	360	310	110	2700	430
200	500	1700	960	380	325	110	3000	500

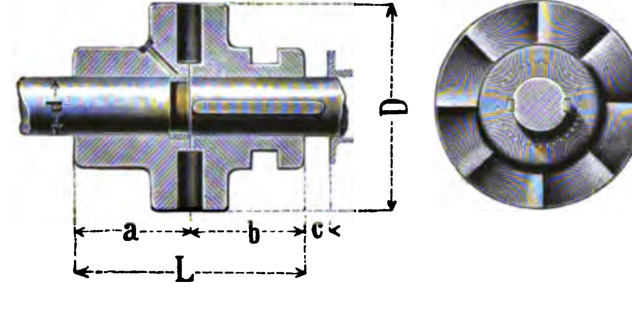
*) Die Kraftübertragung steht annähernd in directem Verhältniss zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen reichlich halb so gross, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so gross, als in der Tabelle angegeben.

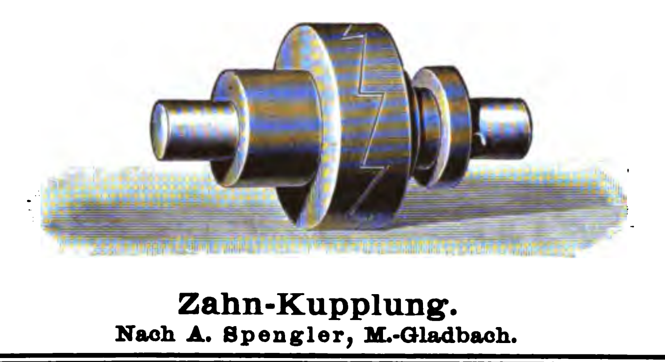

Kreuzgelenk-Kupplung.
Masstab 1:4. Fig. 203. Tabelle s. umstehend.
Ausrückk
Nach A. Spengler, M-Gladbach. Zahnkupplung. Tabelle s. umstehend.
Fig. 204. Masstab 1:4.
Nach A. Spengler, M-Gladbach. Hildebrandt'sche Zahn-Kupplung. Tabelle s. umstehend.
Fig. 205. Masstab 1:10.
Kupplungshälfte K1.
Muffe M.
Schneider, Maschinenelemente.



Pos.	Stück	Gegenstand	Mat.
A	1	Scheibe	G.
B	1	Kreuz	"
C	1	Hülse	"
D	4	Bremsbacken	"
E	4	Federn	St.
F	4	glatte Bolzen	"
G	4	" "	"
H	4	Bolzen m. Ring u. Splint	St. Sch.
J	8	Gleitschienen	Sch.
K	24	Kopfschrauben	"
L	1	Keil	St.
M	1	Feder	"
N	1	Keil	"
O	1	Feder	"
P	1	Schutzblech	Sch.
Q	12	Stechschrauben	"
R	4	Hebel	"
S	4	Gegengewichte	G.
T	4	Bolzen m. Ring u. Splint	St.
U	4	" " " " "	"

Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

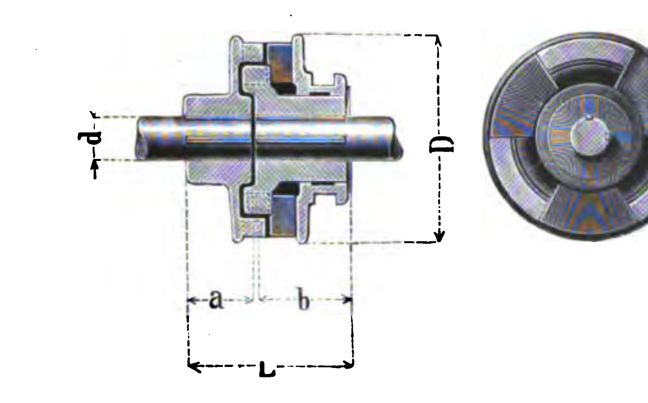




Zahn-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung d mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Länge des Wellenendes a mm	b mm	c mm	Gewicht kg	Preis Mk.
50	200	210	105	105	30	35	60
60	240	270	135	135	30	45	70
70	275	320	160	160	35	55	85
80	275	320	160	160	35	65	95
90	310	360	180	180	40	100	115
100	350	380	200	180	45	125	130
110	380	410	210	200	45	135	145
120	420	460	245	215	50	180	160
130	450	490	260	230	55	210	180
140	485	510	270	240	55	260	200
150	525	530	280	250	60	320	230
160	560	560	295	265	60	350	260
170	600	600	315	285	65	400	290
180	640	640	335	305	65	450	330
190	680	680	355	325	70	490	370
200	720	720	375	345	70	550	420



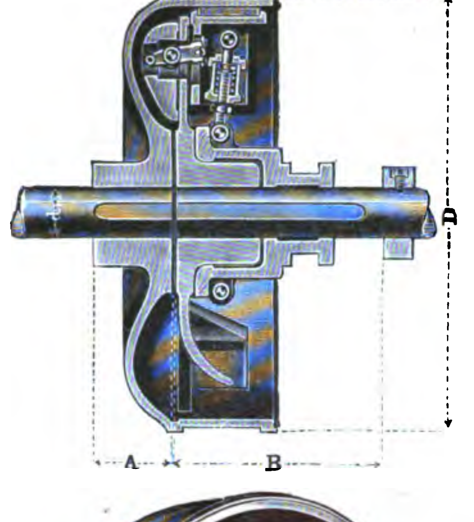




Hildebrandt'sche Zahn-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Wellendurchmesser d mm	Durchmesser der Kupplung D mm	Länge der Kupplung L mm	Länge des Wellenendes a mm	b mm	Gewicht kg	Preis Mk.
60	330	295	105	185	120	96
65	330	295	105	185	116	98
70	365	315	110	200	140	112
75	365	315	110	200	135	115
80	425	340	125	210	160	128
85	425	340	125	210	155	130
90	460	365	138	220	185	148
95	460	365	138	220	180	150
100	520	390	155	225	205	164
105	520	390	155	225	205	164
110	520	390	155	225	220	195
115	520	390	155	225	220	195
120	660	485	200	275	310	200
125	660	485	200	275	310	200
130	660	485	200	275	350	280
135	750	590	230	350	350	280
140	750	590	230	350	600	420
145	750	590	230	350	600	420
150	750	590	230	350	650	460

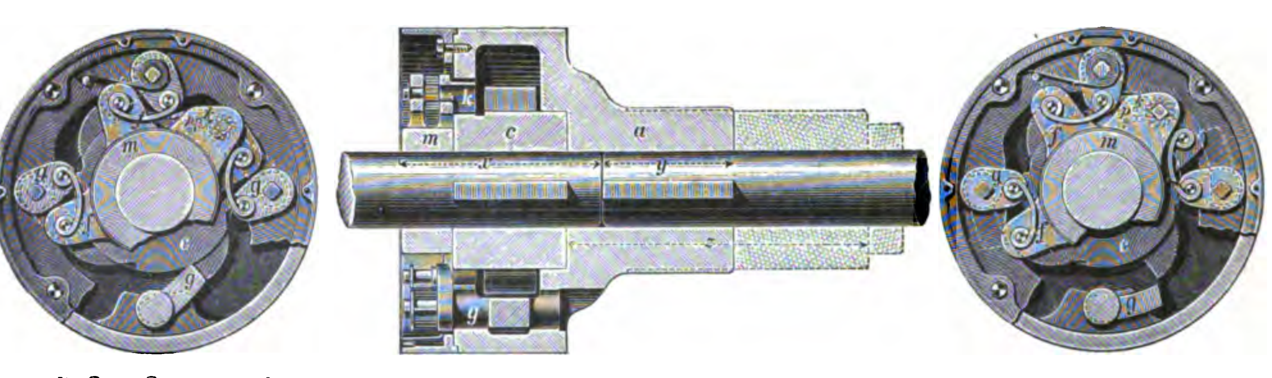




Combinirte Reibungs-Kupplung.

Nach A. Spengler, M.-Gladbach.

Bohrung	Grösster Durchmesser der Kupplung	Nabenlänge		Mit Gegengewicht		Ohne Gegengewicht	
		des Gehäuses	des Kreuzes plus Verschiebung der Ausrückmuffe	Gewicht	Preis	Gewicht	Preis
d	D	A	B				
mm	mm	mm	mm	kg	Mk.	kg	Mk.
50	500	90	200	110	275	95	253
55	500	90	200	110	275	95	253
60	600	105	230	150	360	130	336
65	600	105	230	150	360	130	336
70	700	135	300	275	460	240	440
75	700	135	300	275	460	240	440
80	700	135	300	305	590	270	560
85	700	135	300	305	590	270	560
90	900	180	370	530	760	470	727
95	900	180	370	530	760	470	727
100	900	180	370	560	950	500	900
105	900	180	370	560	950	500	900
110	1100	210	435	805	1130	730	1080
115	1100	210	435	805	1130	730	1080
120	1100	210	435	875	1320	800	1278
125	1100	210	435	875	1320	800	1278
130	1300	260	530	1325	1460	1200	1495
140	1300	260	530	1425	1800	1300	1720
150	1500	300	600	1704	2010	1650	1950
160	1500	300	600	1804	2250	1750	2160
170	1700	320	645	2418	2540	2250	2420
180	1700	320	645	2520	2780	2352	2660
190	1900	350	710	3270	3080	3080	2930
200	1900	350	710	3390	3360	3200	3220



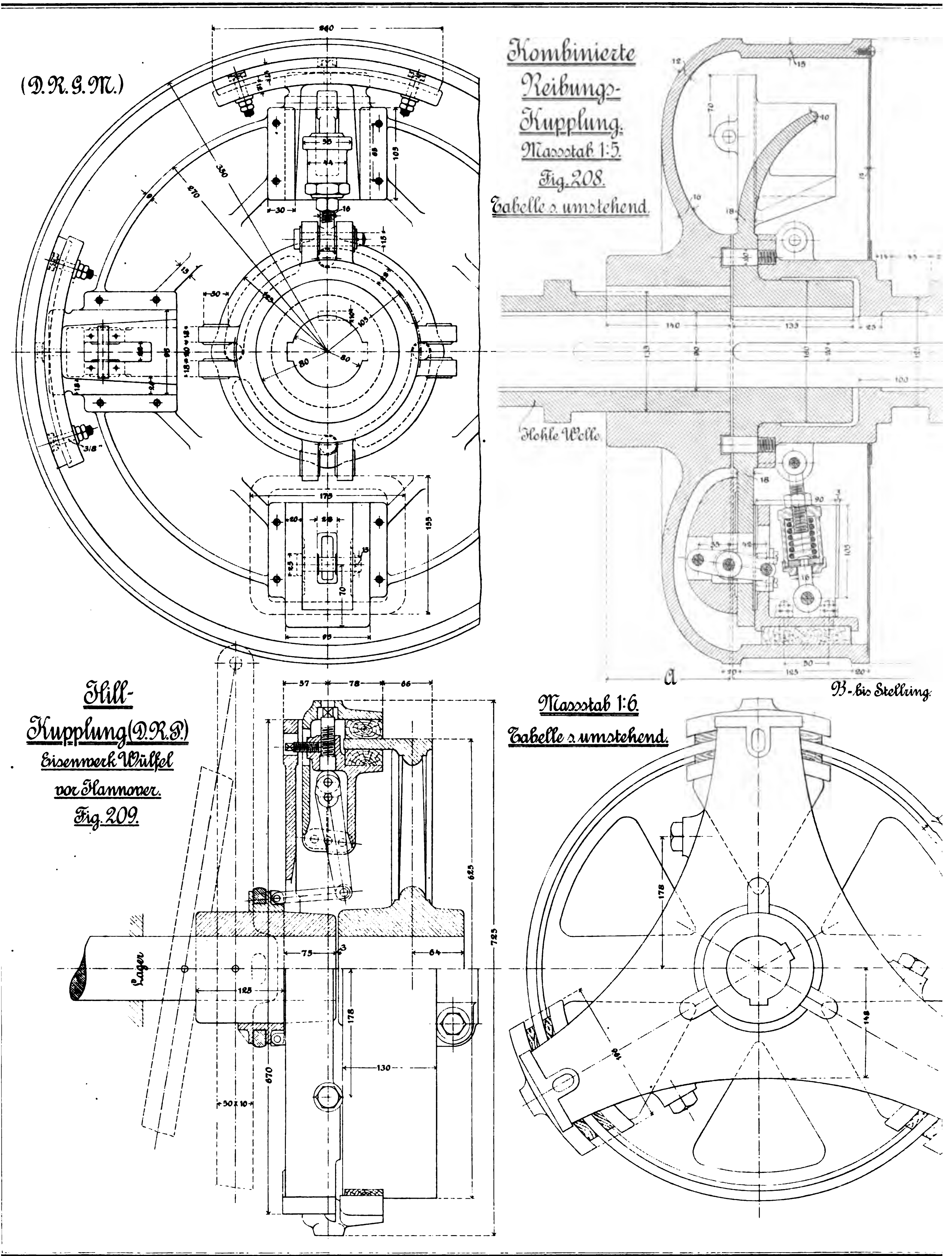
Motoren-Kupplung.

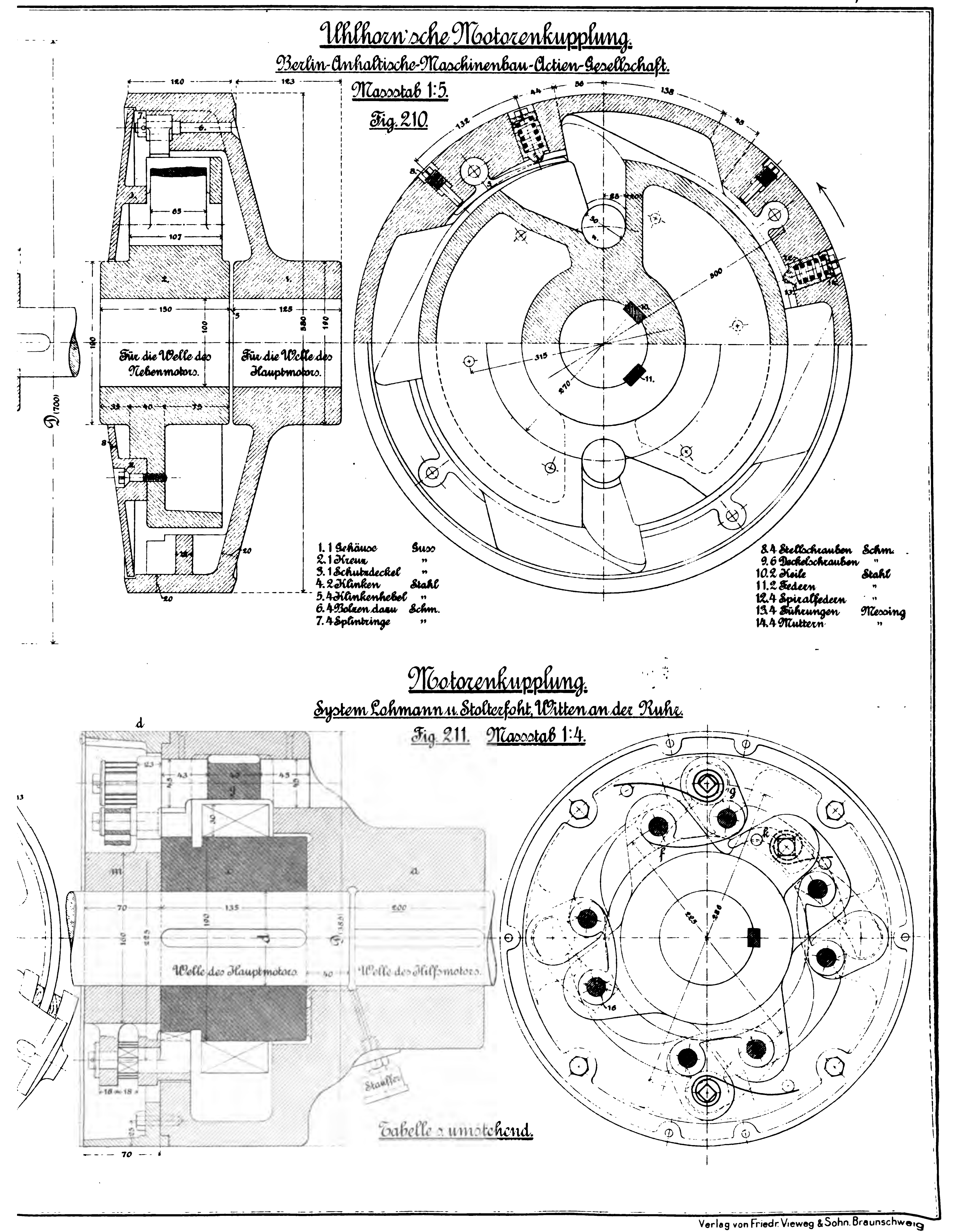
System Lohmann u. Stolterfoht, Witten, Ruhr.

Wellen-Durchmesser	Uebertragbare Pferdestärken bei 100 T.p. Min.*)	Grösster Durchmesser	Länge x	Länge y	Durchmesser der Verlängerung	Länge z der Verlängerung	Preis der Kupplung	Zuschlagspreis für Verlängerung
mm		mm	mm	mm	mm	mm	Mk.	Mk.
60	5	250	225	90	120	200	190	13
	8	270	250	105	130	240	225	16
70	4	250	225	90	130	200	190	18
	8	270	250	105	140	240	225	21
	15	300	280	125	150	280	270	25
80	8	270	250	105	150	240	225	21
	15	300	280	125	160	280	270	25
	23	330	310	140	160	320	325	30
90	12	300	280	125	160	280	270	27
	22	330	310	140	170	320	325	30
	35	385	350	155	180	360	390	35
100	20	330	310	140	180	320	325	31
	35	385	350	155	190	360	390	35
	50	430	380	170	200	400	460	40
110	30	385	350	155	200	360	390	35
	50	430	380	170	210	400	460	40
	70	465	425	185	220	440	530	45
120	45	430	380	170	220	400	460	40
	70	465	425	185	230	440	530	48
	100	500	455	200	240	480	615	55
130	65	465	425	185	240	440	530	50
	100	500	455	200	250	480	615	58
	130	540	490	205	260	520	715	65
140	85	500	455	200	260	480	615	65
	120	540	490	205	270	520	715	70
	160	570	535	230	280	560	855	80
150	110	540	490	205	280	520	715	78
	150	570	535	230	290	560	855	88
	200	600	580	245	300	600	1010	95
160	140	570	535	230	300	560	855	95
	200	600	580	245	310	600	1010	100
175	160	600	580	245	350	600	1010	110

Preise über grössere Kupplungen auf besondere Anfrage.

*) Die Kraftübertragung steht annähernd in directem Verhältniss zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen reichlich halb so gross, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so gross, als in der Tabelle angegeben.


(D.R.G.M.)
Kombinierte Reibungs-Kupplung.
Masstab 1:5.
Fig. 208.
Tabelle s. umstehend.
Hohle Welle
B-bis Stellring.
Hill-Kupplung (D.R.P.)
Eisenwerk Wülfel vor Hannover.
Fig. 209.
Masstab 1:6.
Tabelle s. umstehend.
Lager



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn. Braunschweig

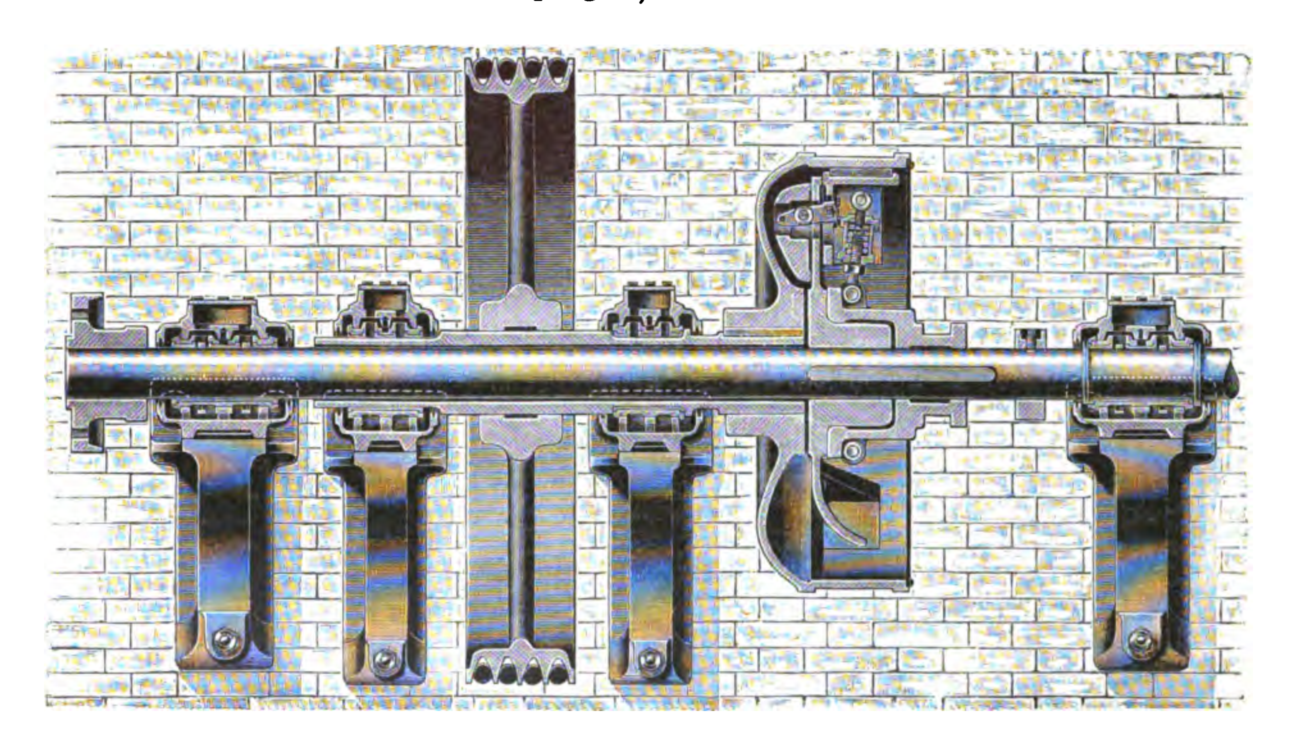
Hill-Kupplung (D. R.-P.)

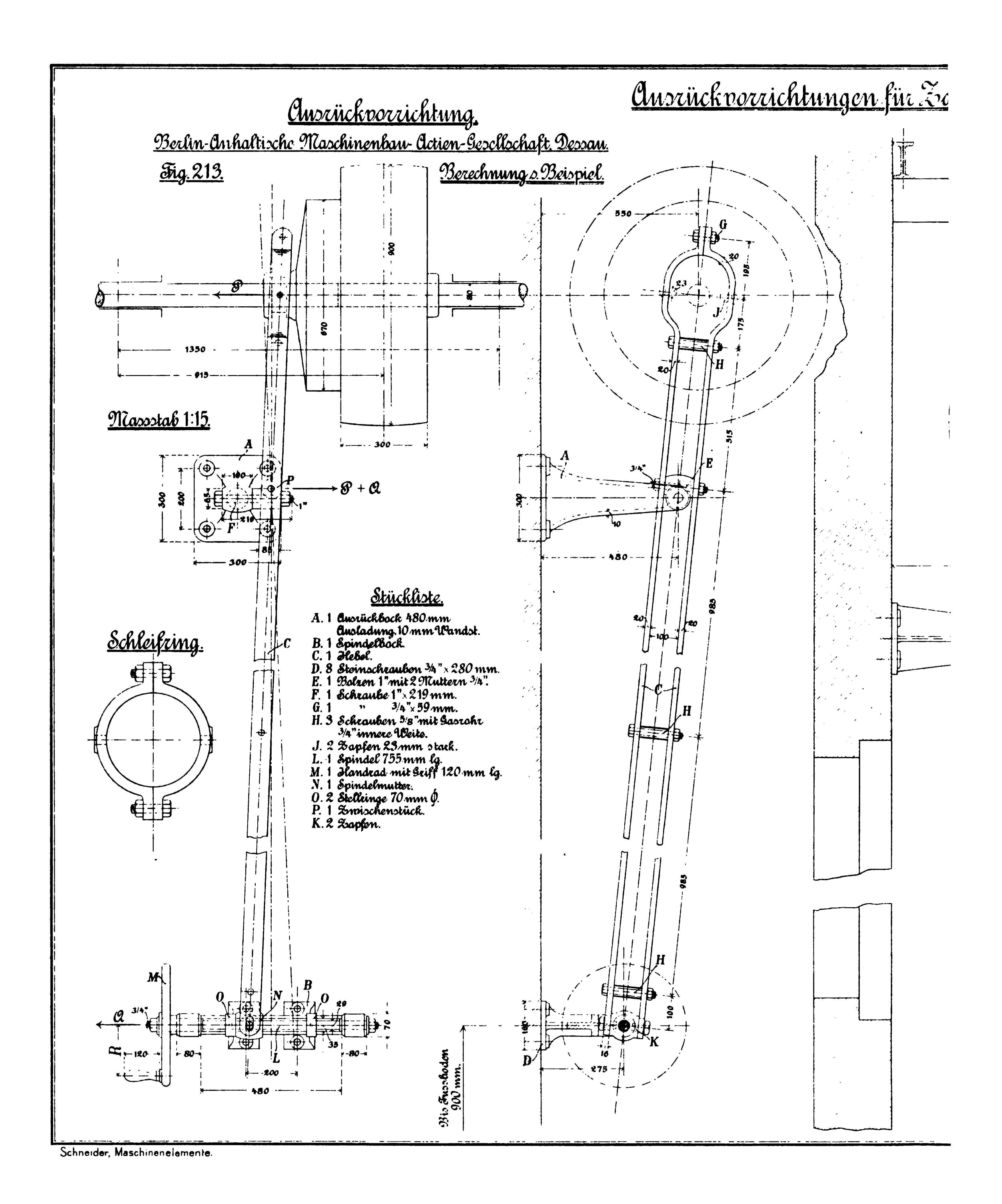
Eisenwerk Wülfel vor Hannover.

Nummer der Hill-Kupplung	Anzahl der Arme	Grösster Durchmesser D mm	Durchmesser des Ringes D_1 mm	Durchmesser des Ringes D_2 mm	Nabenlänge ungetheilt Ring a mm	Nabenlänge ungetheilt Kreuz b mm	Nabenlänge getheilt Ring a mm	Nabenlänge getheilt Kreuz b mm	Verschiebung der Ausrückmuffe mm
6	2	610	490	510	140	170	—	—	55
7	3	610	490	510	140	170	—	—	55
8	3	725	599	625	165	200	—	—	65
9	4	865	713	745	180	245	205	265	83
10	4	980	800	835	200	265	225	295	95
11	4	1090	902	940	235	310	245	345	110
12	4	1255	1036	1080	280	345	280	385	125
13	4	1420	1168	1220	310	380	310	425	145
14	6	1420	1168	1220	310	435	310	435	155
15	6	1620	1344	1400	350	480	375	480	165
16	6	1810	1510	1570	400	500	400	500	170

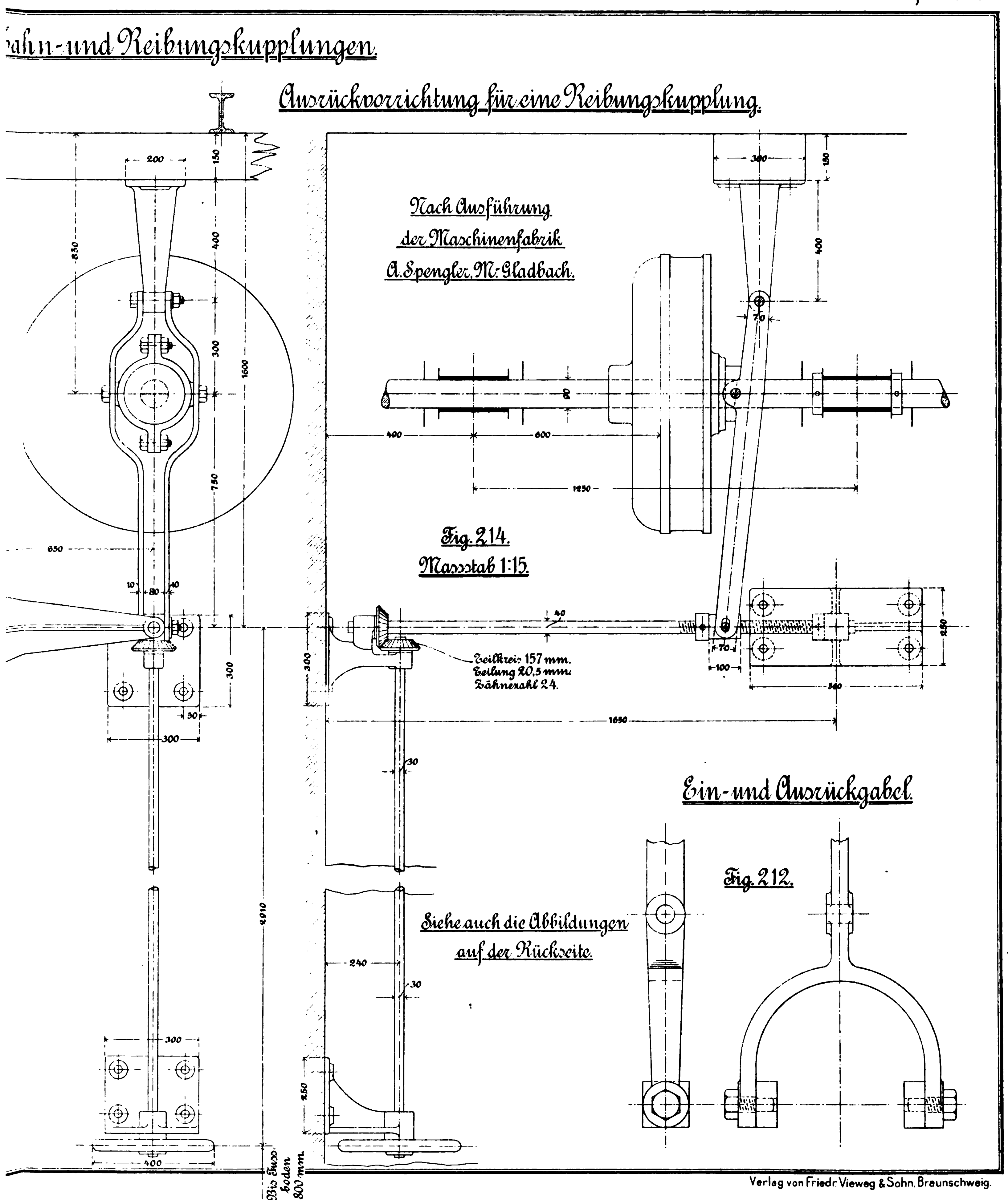
Combinirte Reibungs-Kupplung
in Verbindung mit hohler Welle.

A. Spengler, M.-Gladbach.





Schneider, Maschinenelemente.

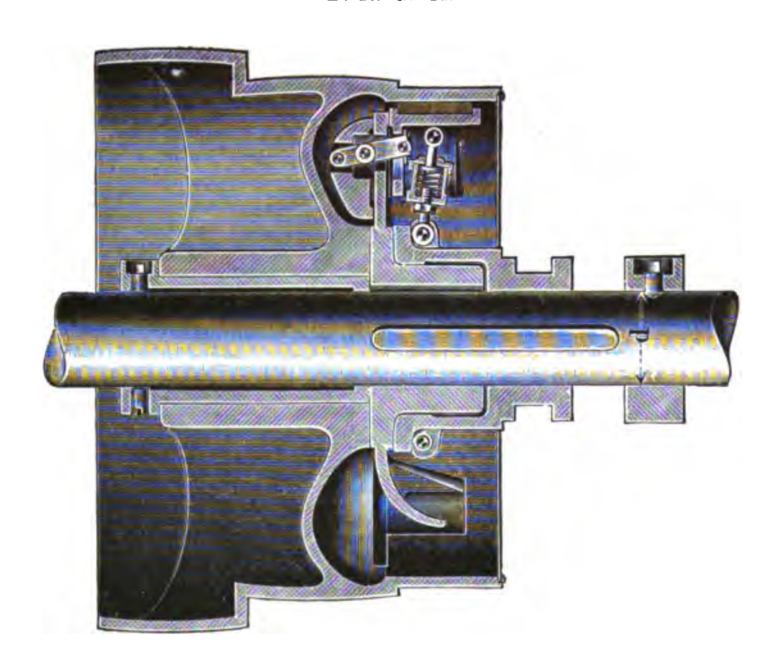


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Zu Tafel 72/73.

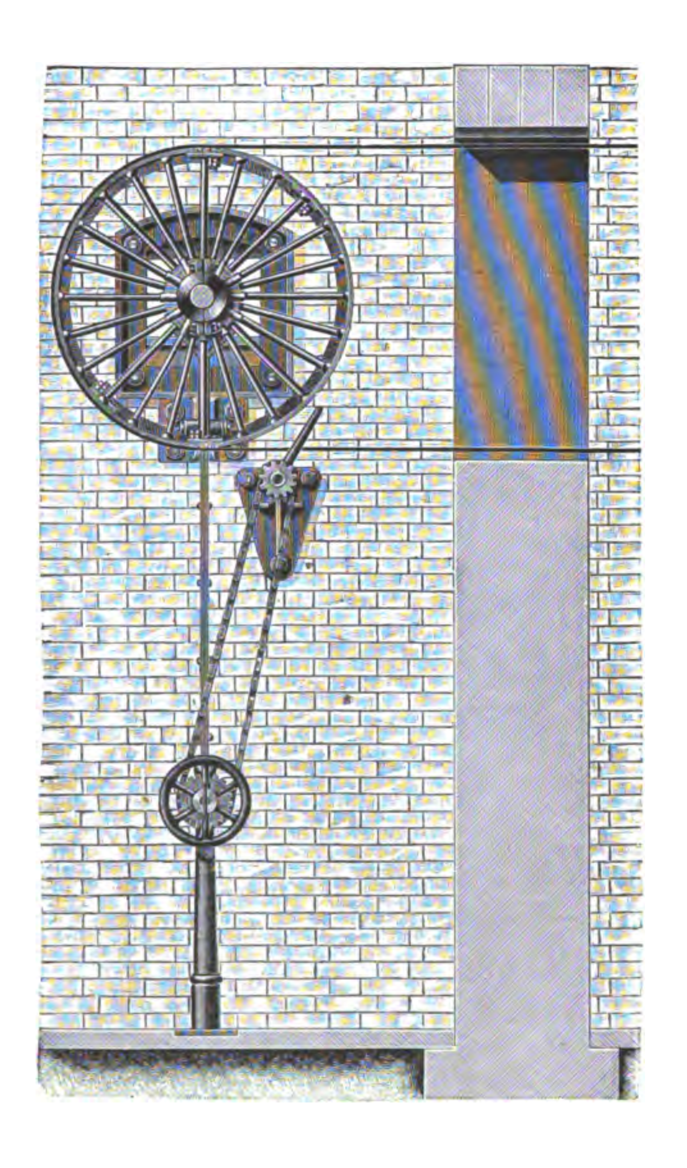
Combinirte Reibungs-Kupplung
in Verbindung mit Stufenscheibe.

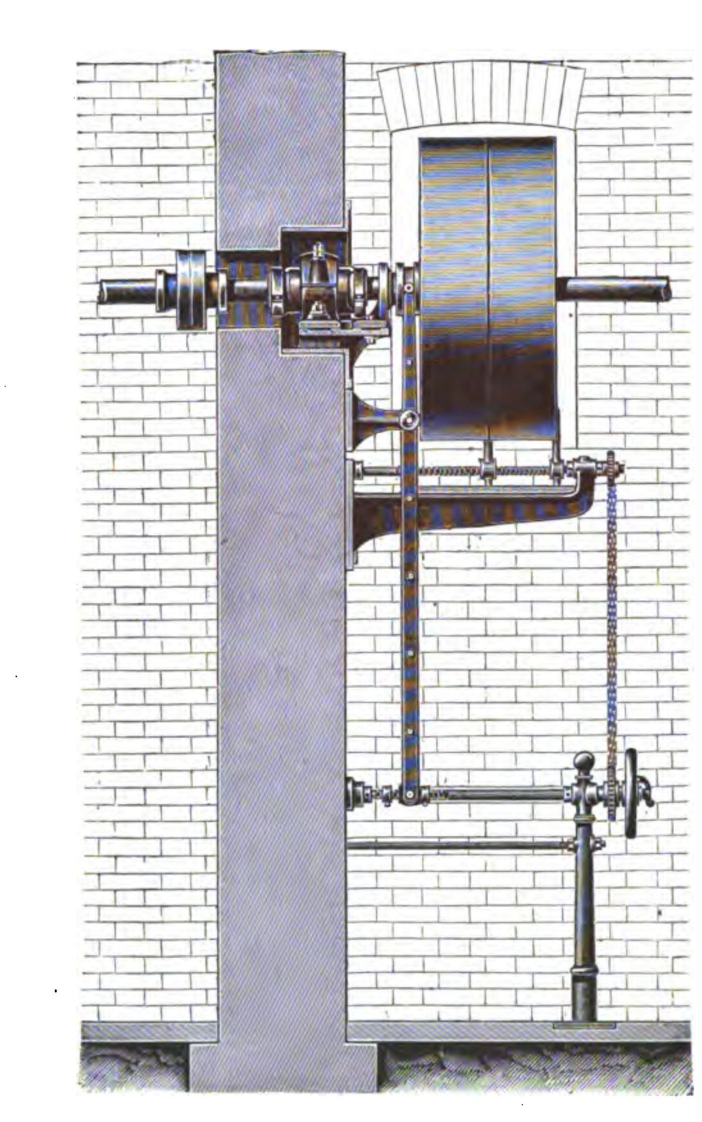
A. Spengler, M.-Gladbach.
D. R.-G.-M.

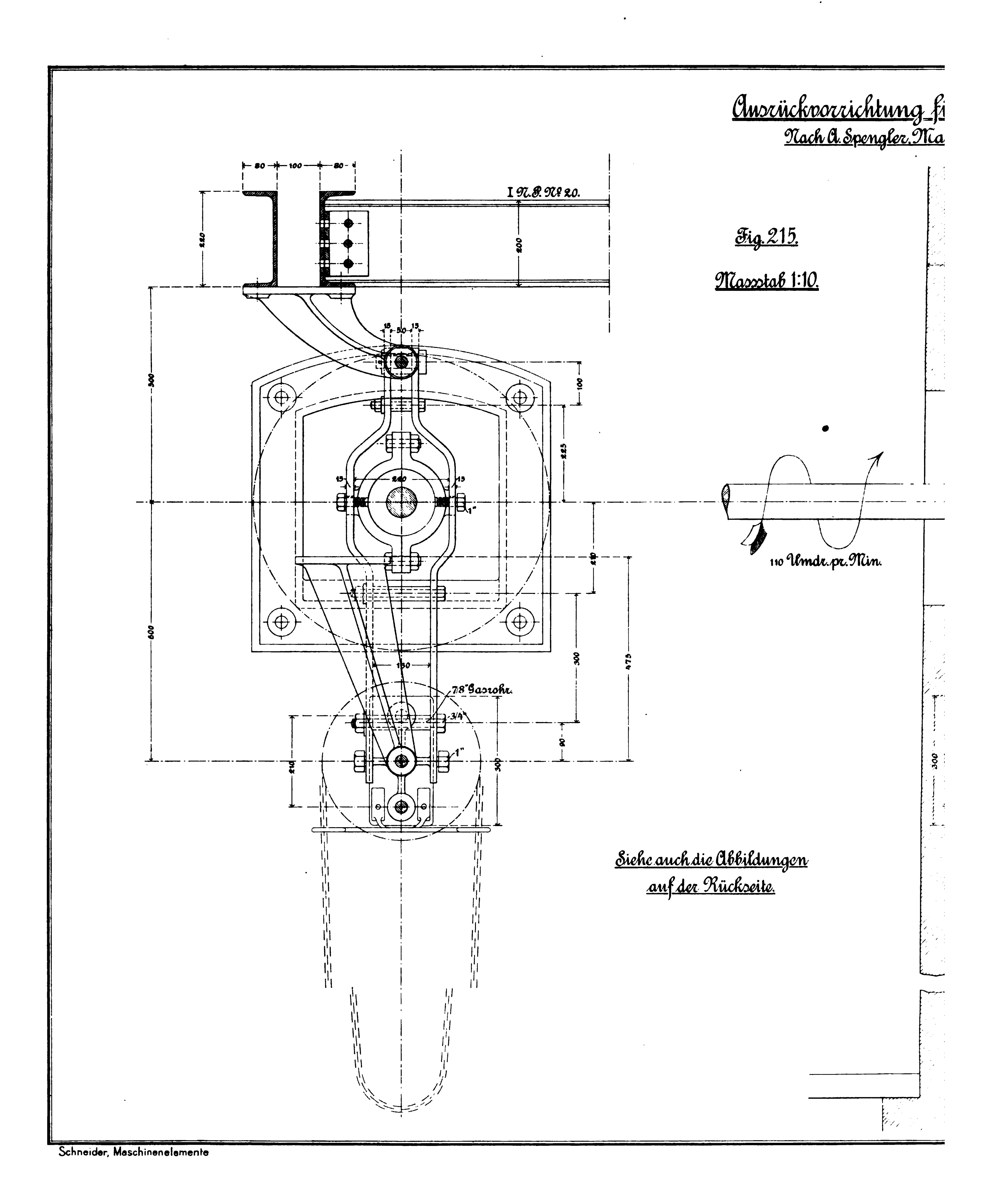


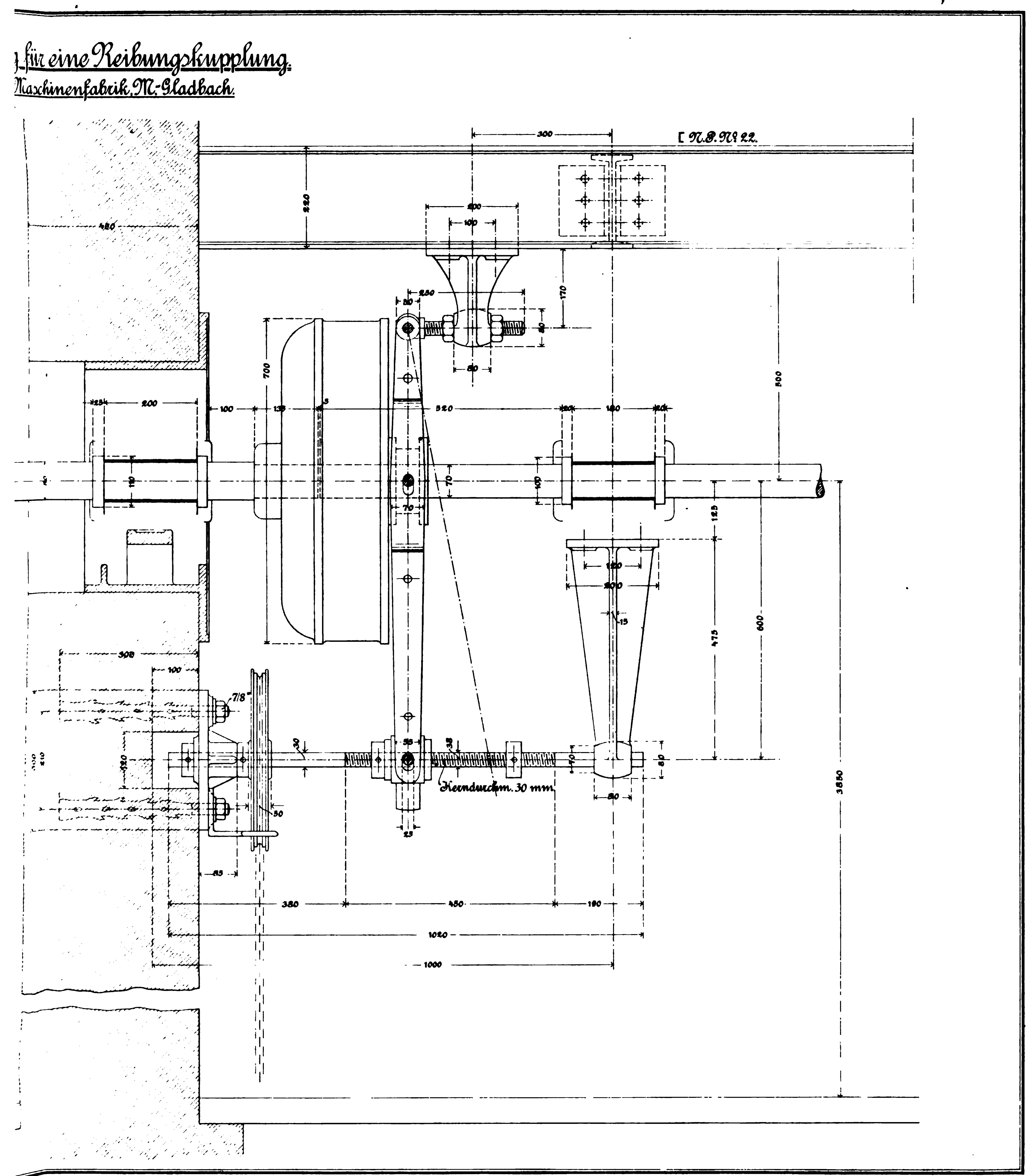
Vorgelege
mit Fest- und Losscheibe und Ausrückvorrichtung.

A. Spengler, M.-Gladbach.





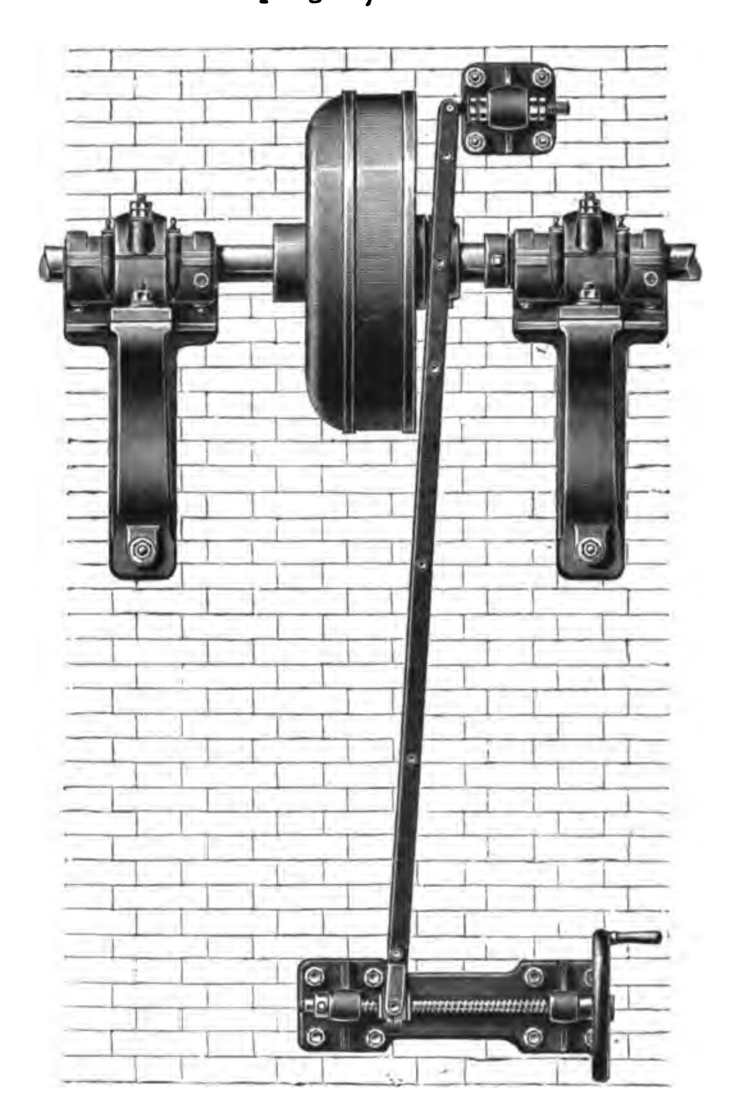

Ausrückvorrichtung f
Nach A. Spengler. Ma
Fig. 215.
Masstab 1:10.
I N.P. Nº 20.
7/8" Gasrohr.
110 Umdr. pr. Min.
Siehe auch die Abbildungen auf der Rückseite.

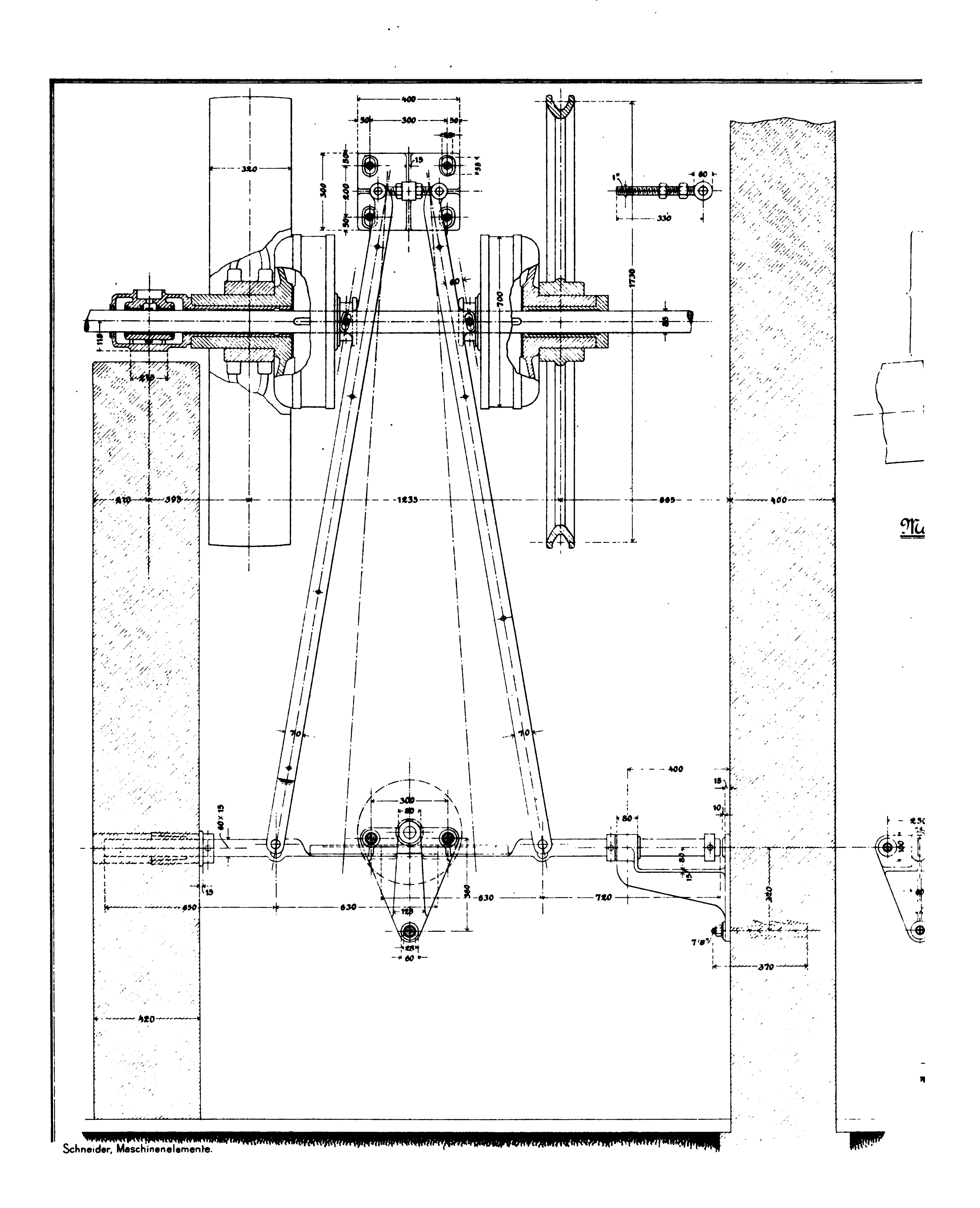


Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

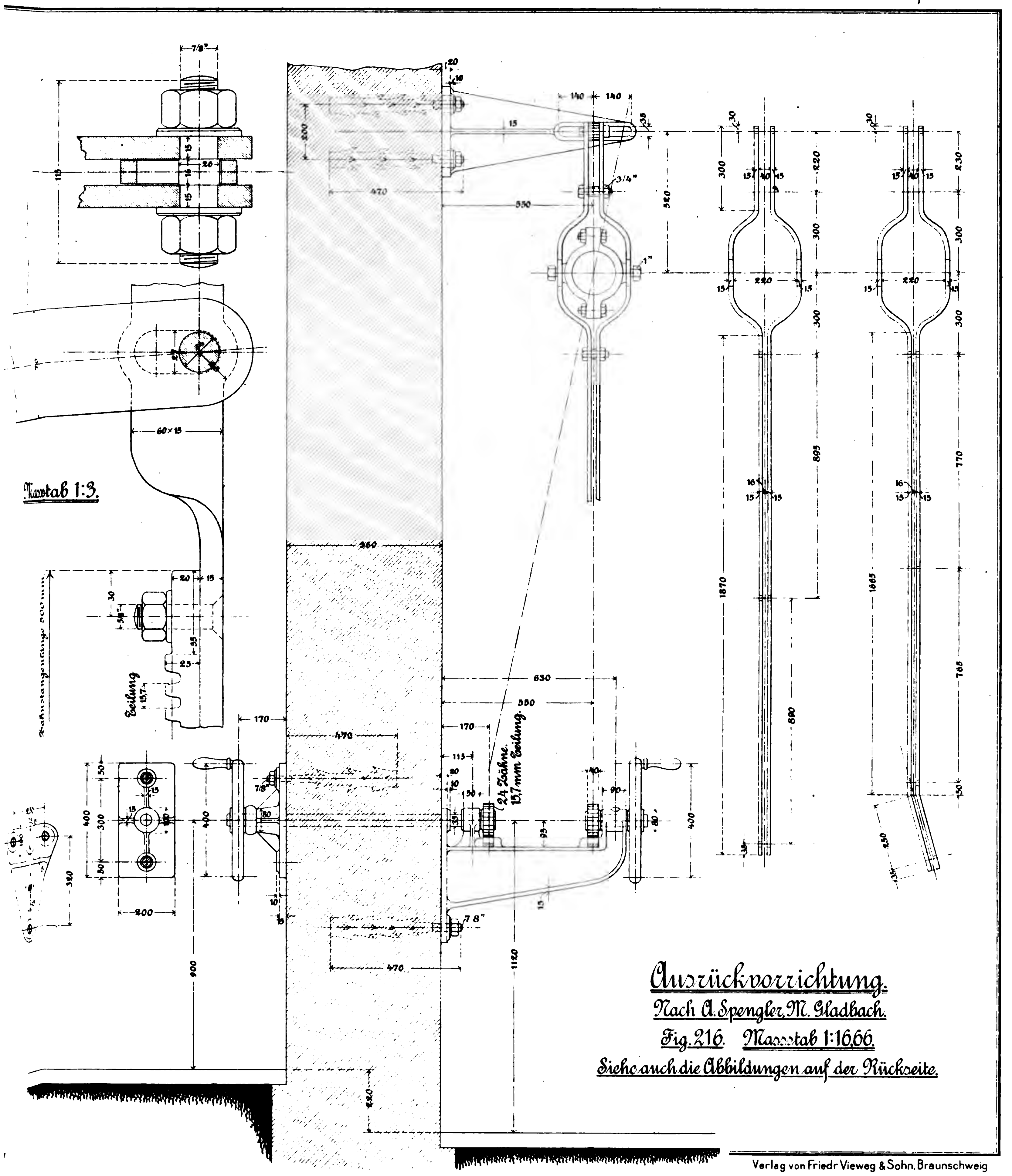
Ausrückvorrichtung
für die „Combinirte Reibungs-Kupplung".

A. Spengler, M.-Gladbach.





Schneider, Maschinenelemente.



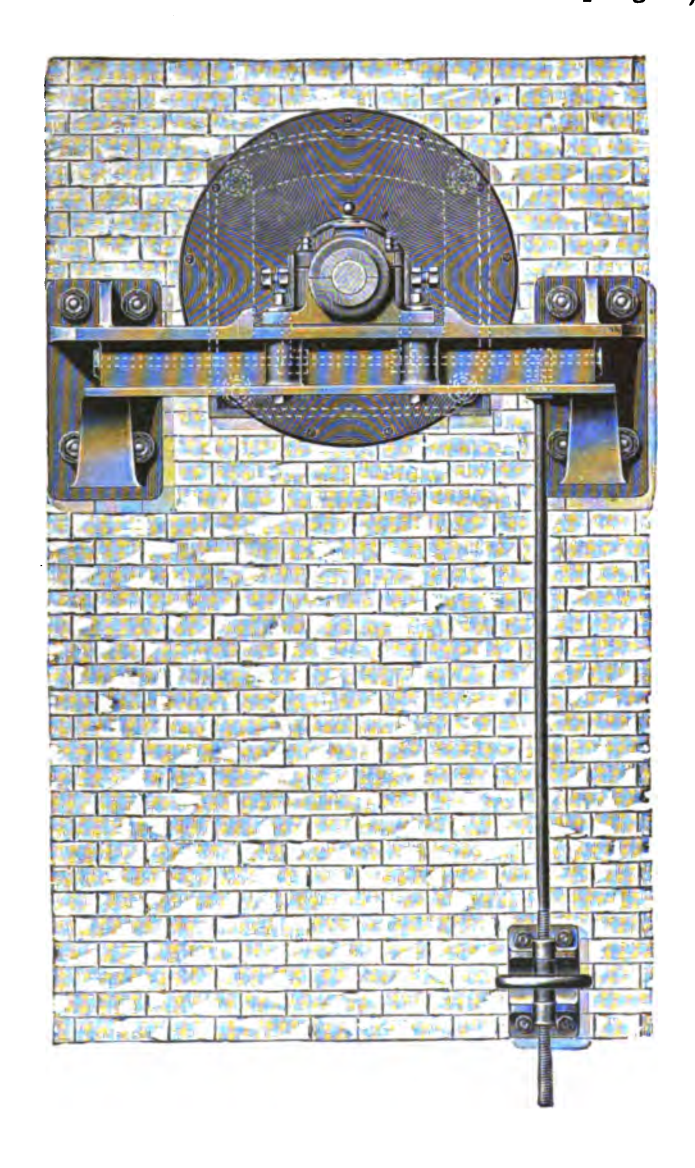
Ausrückvorrichtung.
Nach A. Spengler, M. Gladbach.
Fig. 216. Masstab 1:16,66.
Siehe auch die Abbildungen auf der Rückseite.

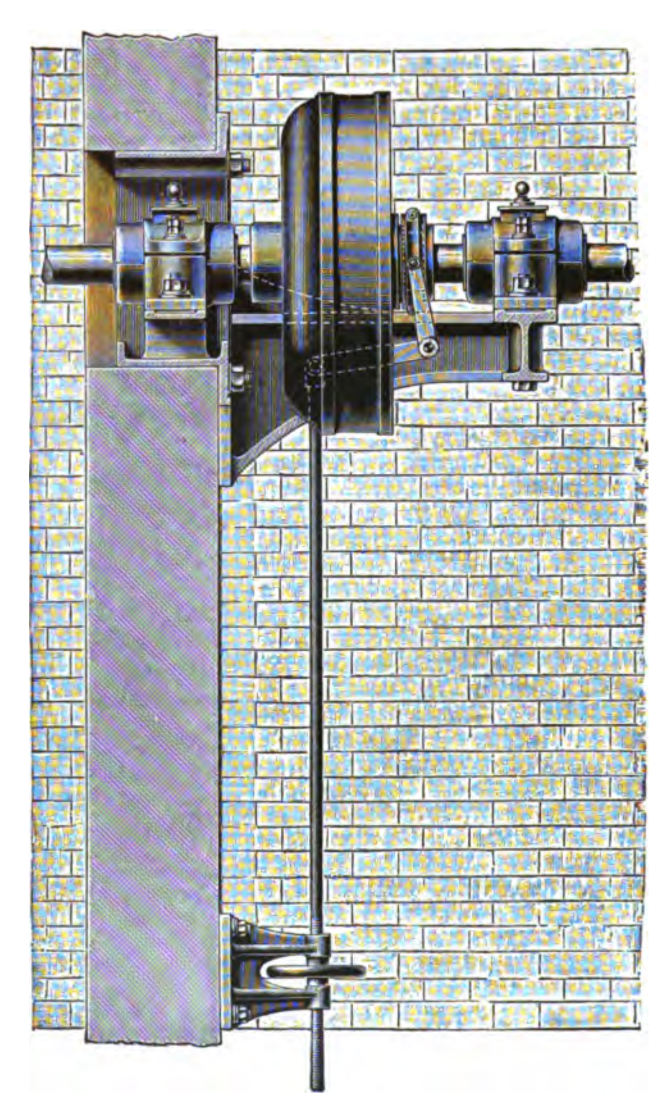
Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

Zu Tafel 76/77.

Ausrückvorrichtung
für die „Combinirte Reibungs-Kupplung“.

A. Spengler, M.-Gladbach.








G. E. STECHERT
& Co.
NEW YORK

